



Samuel Korkeamäki

# Rataan kohdistuva kuormitus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksessa



Samuel Korkeamäki

# Rataan kohdistuva kuormitus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksessa

Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 4/2011

Liikennevirasto

Helsinki 2011

*Kannen kuvat: Mikko Kauppinen*

Verkkojulkaisu pdf ([www.liikennevirasto.fi](http://www.liikennevirasto.fi))

ISSN-L 1798-6656

ISSN 1798-6664

ISBN 978-952-255-617-2

Liikennevirasto

PL 33

00521 HELSINKI

Puhelin 020 637 373



**Samuel Korkeamäki: Rataan kohdistuva kuormitus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksessa.** Liikennevirasto, väylätekniikkaosasto. Helsinki 2011. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 4/2011. 93 sivua. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-255-617-2.

**Avainsanat:** Dynaaminen kuormitus, pyörä-kisko-kontakti, telirakenne, tavaravaunu, lovipyörä, pyöräkerta

## Tiivistelmä

Työ sisältää tavaravaunukaluston ja radan vuorovaikutusta koskevan kirjallisuusselvityksen ja sen perusteella tehdyt päätelmät. Päähuomio selvityksessä on kiinnitetty kaluston ja radan vuorovaikutuksesta rataan kohdistuviin dynaamisiin kuormiin ja niiden syntyperiaatteisiin. Lisäksi työssä on selvitetty kotimaisen tavaravaunukaluston ominaisuuksia kaluston ja radan vuorovaikutuksen kannalta sekä perehdytty kaluston ja radan kunnon havainnointimenetelmiin.

Merkittävimmiksi kaluston ajo-ominaisuuksiin vaikuttaviksi seikoiksi havaittiin erityisesti telirakenteen vaakasuuntaisen jousituksen rakenne ja sen kunto sekä pyörä-kisko-kontaktin laatu.

Pyörän ja kiskon välille muodostuvan dynaamisen pystysuuntaisen kuorman suuruus määräytyy pääosin akselipainon, ajonopeuden, jousittamattoman massan, ratarakenteen sekä kulkupinnan vikojen suuruuden mukaan. Dynaamisia pystysuuntaisia kuormia voivat aiheuttaa mm. lovipyörät, kiskon painaumat tai vaikkapa radan jäykkyysmuutokset. Kirjallisuushavaintojen perusteella pyörä-kisko-kontaktin ominaisuuksien optimoinnilla ja kehittyneillä seurantamenetelmillä on mahdollista saavuttaa merkittäviä etuja rataan kohdistuvien kuormien hallinnassa.

Kotimaassa rekisteröityjen tavaravaunujen kaarreominaisuudet voidaan arvioida yleisesti ottaen hyviksi, mutta niiden ajovakaudessa on merkittäviä eroja. Itäisen yhdysliikenteen tavaravaunujen rakenne on altis kaarteessa kehittyvälle ongelmakäyttämismiselle. Tämän lisäksi niiden jousittamaton massa on kotimaisia tavaravaunuja suurempi.

**Samuel Korkeamäki: Belastning av järnvägar som en funktion av interaktion mellan rörligt materiel och järnvägsbana.** Trafikverket, infrastrukturteknik. Helsingfors 2011. Trafikverkets undersökningar och utredningar 4/2011. 93 sidor. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-255-617-2.

**Nyckelord:** dynamisk belastning, hjul-rälskontakt, boggikonstruktion, spadhjul, hjulsats

## Sammanfattning

Arbetet omfattar en litteraturoversikt rörande interaktion mellan lastvagnsmateriel och järnvägsbanan samt slutsatser på basis av denna översikt. Huvuduppmärksamheten har fästs vid den dynamiska belastning som banan utsätts för genom interaktionen mellan materiel och bana samt vid hur denna belastning uppstår. Dessutom har man utrett den inhemska lastvagnsparkens egenskaper med tanke på materiel- och baninteraktion samt studerat metoder att observera i hurdant skick materiel och bana är.

De viktigaste faktorerna som inverkar på materielets köregenskaper var speciellt tillståndet och konstruktionen av det horisontella fjädringssystemet i boggikonstruktionen och dess skick samt kvaliteten på hjulrälskontakten.

Storleken på den dynamiska vertikala belastning som uppstår mellan hjul och räls beror främst på axeltryck, körhastighet, ofjädrad massa samt storleken på skador i bankonstruktionen och på hjulens ytor. Dynamiska vertikala belastningar kan förorsakas av bl.a. spadhjul, bucklor på skenorna eller t.ex. förändringar i banans styvhet. Enligt observationer i litteraturen är det möjligt att uppnå betydande fördelar i kontrollen av de belastningar som banan utsätts för genom att optimera förhållanden i hjul-rälskontakten samt med hjälp av avancerade uppföljningsmetoder.

Kurvegenskaperna hos de i Finland registrerade lastvagnarna kan allmänt taget bedömas vara goda men när det gäller körstabilitet finns det betydande skillnader. Konstruktionen i de lastvagnar som går i förbindelsetrafik österut gör dem benägna att drabbas av störningar som uppstår i kurvor. Dessutom är deras ofjädrade massa större än de inhemska lastvagnarnas.

**Samuel Korkeamäki: Loads applied to track from vehicle-track interaction.** Finnish Transport Agency, Infrastructure Technology. Helsinki 2011. Research reports of the Finnish Transport Agency 4/2011. 93 pages. ISSN-L 1798-6656, ISSN 1798-6664, ISBN 978-952-255-617-2.

**Keywords:** Dynamic load, wheel-rail contact, bogie, freight wagon, freight car, wheel-flat, wheelset

## Summary

This is a study of the dynamic loads that are generated from vehicle-track interaction. The findings and the conclusions from a literature review concerning interaction of the freight wagons and the track are reported. The properties of domestic freight wagons and condition monitor equipment suitable for domestic conditions have been studied from the point of view of vehicle-track interaction.

Bogie design, especially the characteristics of the lateral suspension, and the quality of the wheel-rail contact were found to have the most significant effect on ride-quality.

Dynamic vertical load between wheel and rail is determined mainly by axle load, speed, unsprung mass, track structure and the size of the fault in the wheel-rail contact. Vertical dynamic loads can be caused, for example from a flat on the wheel, dent on the rail or in area where there is a change in the track stiffness modulus. On the basis of literature observations, significant benefits in controlling of loads generated to track could be achieved by optimization and by advanced monitoring techniques of the wheel-rail contact.

In general, the curving properties of the wagons that are registered in Finland can be said to be relatively good. However, there are differences in their running stability. The structure of the freight wagons of the eastern transit traffic can cause problematic curving behavior. In addition to this, their unsprung mass is larger than the unsprung mass of domestic freight wagons, and can be expected to cause higher dynamic loads.

## Esipuhe

Tämän diplomityön on tehnyt tekniikan ylioppilas Samuel Korkeamäki Tampereen teknillisen yliopiston rakennustekniikan osastolla, maa- ja pohjarakenteiden yksikössä.

Työtä ohjasi tekniikan tohtori Antti Nurmikolu Tampereen teknilliseltä yliopistolta. Liikennevirastosta työhön neuvoja ja opastusta antoivat Seppo Mäkitupa, Tuomo Viitala, Ville-Pekka Lilja ja Matti Levomäki. Työn tarkastajina toimivat professori Pauli Kolisoja ja tekniikan tohtori Antti Nurmikolu Tampereen teknillisestä yliopistosta.

Helsingissä tammikuussa 2011

Liikennevirasto  
väylätekniikkaosasto

# Sisällysluettelo

KÄYTETYT MERKINNÄT JA MÄÄRITELMÄT .....	9
1 JOHDANTO .....	12
2 KALUSTOSTA RATAAN KOHDISTUVA KUORMITUS.....	13
2.1 Pyörän ja kiskon kontakti.....	13
2.1.1 Kiskoon kohdistuva pyöräkuorma.....	14
2.1.2 Pyörän ja kiskon materiaalit.....	15
2.1.3 Pyörä- ja kiskoprofiilien vaikutus.....	18
2.1.4 Pyörän halkaisijan vaikutus .....	21
2.1.5 Pyörän ja kiskon pinnankarheuden vaikutus .....	21
2.2 Kaluston ominaisuuksien vaikutuksia rataan kohdistuvaan kuormitukseen ....	22
2.2.1 Akselipaino .....	22
2.2.2 Akseli- ja teliväli .....	23
2.2.3 Telirakenne pystysuunnassa.....	29
2.2.4 Telirakenne vaakasuunnassa .....	31
2.2.5 Pyöräviat .....	37
2.3 Radan mitoitusjunakuormat suomessa.....	41
3 DYNAAMISET KUORMITUSTEKIJÄT .....	45
3.1 Dynaaminen kuormitus.....	45
3.2 Dynaamisten kuormitusten aiheuttajat .....	45
3.2.1 Radan rakenteelliset tekijät .....	45
3.2.2 Radan kunto .....	49
3.2.3 Kaluston rakenteelliset tekijät.....	52
3.2.4 Kaluston kunto.....	53
4 SUOMEN RATAVERKOLLA LIIKENNÖIVÄ KALUSTO.....	57
4.1 Kaluston hyväksymismenettelyt.....	57
4.1.1 YTE ja LIMO -määräykset .....	57
4.1.2 Tyyppihyväksyntämenettely ja testaus.....	57
4.1.3 Suomen rataverkolle rekisteröity kalusto.....	58
4.2 Radan kuormitukseen vaikuttavat kalusto-ominaisuudet .....	60
4.2.1 Pyörät ja pyöräkerrat .....	60
4.2.2 Kaksiakseliset vaunut.....	63
4.2.3 Telirakenteet.....	66
4.2.4 Idän liikenteen vaunut.....	69
4.3 Kaluston dynaamisen käyttäytymisen mallinnus.....	71
4.3.1 Mallinnuksen lähtökohdat .....	71
4.3.2 Mallinnusohjelmien vertailu.....	72
5 KALUSTON JA RADAN KUNNON HALLINTAMENETELMIÄ .....	74
5.1 Instrumentoitu pyörä.....	74
5.1.1 Instrumentoidun pyörän historia .....	74
5.1.2 Mittalaitteiston toimintaperiaate .....	75
5.1.3 Mittalaitteistovaihtoehdot.....	75
5.1.4 Käyttömahdollisuudet.....	76
5.2 Liikkuvan junan pyöräprofiilien mittaaminen .....	77
5.2.1 Laitteistovaihtoehdot .....	78
5.2.2 Käyttömahdollisuudet.....	79

5.3	Pyörävoimailmais.....	80
5.4	Kaluston automaattiset tunnistusmenetelmät .....	82
5.4.1	Mittalaitteistosta saatavat hyödyt .....	82
5.4.2	Mittalaitteistovaihtoehdot .....	83
6	PÄÄTELMÄT JA JATKOTUTKIMUSTARPEET .....	84
6.1	Kaluston ja radan välinen vuorovaikutus .....	84
6.2	Rataverkolla liikkuvan kaluston ominaisuudet .....	85
6.3	Radan ja kaluston kunnon hallinta .....	85
6.4	Jatkotutkimustarpeet .....	86
	LÄHDELUETTELO .....	87

## Käytetyt merkinnät ja määritelmät

$a$	Kohtauskulma
$A_1$	Pyöräkerran pyörien sisäpintojen välinen mitta [mm]
$b_1$	Puolet pyöräkerran akselin pituudesta [m]
$e$	Pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys [m]
$f$	Taajuus [Hz]
$H_x$	Pyörän laipan korkeuden käyttörajan enimmäismitta [mm]
$L$	Siniliikkeen aallonpituus [m]
$L_k$	Karakteristinen pituus [m]
$L_p$	Pyöräkerran akselin keskikohdan ja vaunukeskiön välinen vaakaetäisyys [m]
$L_s$	Teli- ja vaunukeskiön välinen etäisyys [m]
$L_\phi$	Jännemitta [m]
$P_0$	Akselipaino [kN]
$P_1$	Dynaamisen kuormituksen ensimmäinen kuormituspiikki [kN]
$P_2$	Dynaamisen kuormituksen toinen kuormituspiikki [kN]
$P_r$	Sallittu nimellinen staattinen akselipaino [t]
$q_R$	Pyörän laipan jyrkkyyttä ilmaiseva parametri [mm]
$q_{vk}$	Mitoituskuormakaavion nauhakuorma [kN/m]
$Q$	Pyöräkuorma [kN]
$Q_{vk}$	Mitoituskuormakaavion akselikuorma [kN]
$r_0$	Pyörän kulkuympyrän säde tasapainotilassa [m]
$R$	Kaarresäde [m]
$R_q (combined)$	Kiskon ja pyörän yhteenlaskettu karheus [m]
$R_{q(rail)}$	Kiskon pinnan karheus [m]
$R_{q(wheel)}$	Pyörän pinnan karheus [m]
$R_W$	Pyörän kulkuympyrän säde [m]
$S_r$	Pyörälaippojen välinen mitta [mm]
$S_x$	Pyörän laipan paksuuden minimimitta [mm]
$v$	Nopeus [m/s]
$V$	Liikennöintinopeus [km/h]
$x$	Pyöräkerran pituussuuntainen siirtymä [m]
$y$	Pyöräkerran sivusuuntainen siirtymä [mm]
$y_o$	Aallonkorkeus
$\alpha$	Kulma
$\gamma$	Kartiokkuus
$\gamma_e$	Tehollinen kartiokkuus
$\Delta r$	Vierintäsäde-ero [mm]
$\varphi_v$	Radan suunnittelussa käytetty sysäyskerroin
$\phi$	Rautatiesiltojen suunnittelussa käytetty sysäyskerroin

$(\Sigma Y)_{2m}$ 

On suurin sallittu raiteeseen kohdistuva poikittaisvoima  
2 metrin matkalla [kN]

Työn lähdekirjallisuudessa esiintyi englanninkielisiä termejä, joille kaikille ei ole täysin vakiintunutta vastinetta suomen kielessä. Työssä käytettyä termistöä selvennetään seuraavassa.

*Epästabiili liike (hunting movement)* tarkoittaa pyöräkerran epäharmonista sivusuuntaista heilahteluliikettä raidevälyksessä.

*Kartiokkuus (conicity)* on vakiokartioprofiilisen pyörän kartioprofiilin jyrkkyyttä ilmaiseva arvo.

*Kartiokulma (cone angle)* on vakiokartioprofiilisen pyörän kartioprofiilin jyrkkyyttä ilmaiseva kulma.

*Kiertojäykkyys (bending stiffness)* tarkoittaa pyöräkerran ja teli- tai vaunurungon välisen kiinnityksen jäykkyyttä pyöräkerran ohjautumisen edellyttämää kiertymistä vastaan.

*Kiertovastus (rotational resistance)* tarkoittaa telikeskiön ja vaunurungon välisen liitoksen jäykkyyttä telin ohjautumisen edellyttämää kiertymistä vastaan.

*Kohtauskulma (angle of attack)* tarkoittaa kulmaa, joka syntyy pyöräkerran akseliin nähden kohtisuoran suunnan ja kiskon sen hetkisen kontaktikohdan tangentin välille.

*Kriittinen nopeus (critical speed)* tarkoittaa nopeutta, jonka saavutettaessa epästabiili liike syntyy.

*Kulkumatkaero* tarkoittaa pyöräkerran pyörien vieressä niiden välille syntyvää eroa edetyssä matkassa. Kulkumatkaero on seurausta pyöräkerran sivuttaissiirtymästä johtuvasta pyörien erisuurista vierintäsäteistä.

*Laippakosketus (flange contact)* tarkoittaa tilannetta, jossa pyörän laippa koskettaa kiskoa.

*Leikkausjäykkyys (shear stiffness)* tarkoittaa pyöräkerran ja teli- tai vaunurungon välisen kiinnityksen jäykkyyttä, joka vastustaa pyöräkerran sivusuuntaista siirtymistä teli- tai vaunurungon suhteen. Tietyillä teleillä pyöräkertojen keskenään erisuuntaisen sivuttaissiirtymä eli telirungon muuttuminen suunnikkaan muotoiseksi, tarkoittaa telin kieroutta (*warp*).

*Luistosta aiheutuva voima (creep force)* tarkoittaa pyörän luiston seurauksena pyöräkisko-kontaktiin aiheutuvaa voimaa.

*Pyöräkerta (wheelset)* koostuu kahdesta pyörästä ja niitä yhdistävästä akselistä.

*Tehollinen kartiokkuus (equivalent conicity)* tarkoittaa pyöräkerran ja raiteen todellisista mitoista ja keskinäisistä asennoista määriteltä laskennallista kartiokkuutta, jolla päädytään poikittaisliikkeen aallonpituudessa samaan, mikä kyseisellä pyöräkerralla on todellisuudessa kyseisellä raiteella.



*Valelaipan kosketus (false flange contact)* tarkoittaa tilannetta, missä pyöräprofiilin ulkoreunalle kulumisen myötä muodostunut kupera kohta, eli valelaippa koskettaa kiskoa.

*Vierintäsäde (rolling radius)* tarkoittaa pyörän sädettä siinä kohdassa, joka on kosketuksissa kiskon kanssa.

*Vierintäsäde-ero (rolling radius difference)* tarkoittaa pyöräkerran sivuttaissiirtymän ja pyöräprofiilien aiheuttamaa eroa pyöräkerran pyörien vierintäsäteissä.

AAR	Association of American Railroad
CN	Canadian National Railway
EN	European Norm
FRA	Federal Railroad Administration
HB	Brinell-kovuus
HV	Vickers-kovuus
IHHA	International Heavy Haul Association
JIS	Japanese Industrial Standards
Jtt	Junaturvallisuussääntöön liittyvät tekniset määräykset ja ohjeet
LIMO	Liikkuvan kaluston määräykset ja ohjeet
ORR	Office of Rail Regulation
RATO	Ratatekniset ohjeet
SAW	Surface Acoustic Wave
Trafi	Liikenteen turvallisuusvirasto
TTCI	Transportation Technology Center, Inc
UIC	International Union of Railways
UNI	Italian Organization for Standardization
YTE	Yhteentoimivuuden tekninen eritelmä

# 1 Johdanto

Junan ja radan välisen kokonaiskontaktipinta-alan suuruusluokka on vajaa 1 m<sup>2</sup>, joka jakaantuu useisiin yksittäisiin pyörä-kisko-kontakteihin koko junan pituudelta. Ras-  
kaimpien junien kokonaismassa voi olla useita tuhansia tonneja, minkä seurauksena  
sadoille sormenpäänkokoisille kontaktipinnoille kohdistuvat akselipainot aiheuttavat  
suuret pintapaineet. Tämän vuoksi pyörän ja kiskon välisellä kontaktilla on avainrooli  
radan ja kaluston vaurioitumisen kannalta.

Junan ollessa paikallaan junasta kiskoon kohdistuva kuormitus on staattinen. Junan  
liikkuessa kiskoilla kuormitus voidaan jakaa kvasistaattiseen ja dynaamiseen kuor-  
maasaan. Dynaamisia kuormituksia syntyy radan ja kaluston paikallisten epätasai-  
suuksien tai vikojen seurauksena. Dynaaminen kuormituslisäys voi olla hetkellisesti  
kolminkertainen tai jopa suurempi staattiseen kuormitukseen nähden, jolloin sen vai-  
kutukset radan ja kaluston vaurioitumiseen on merkittävä.

Junan kulku aiheuttaa rataa pystysuuntaisten kuormien lisäksi myös vaakasuuntai-  
sia kuormia. Vaakasuuntaiset kuormat kasvavat ongelmallisiksi yleensä joko kaar-  
reajossa tai vaunun ylittäessä sille ominaisen kriittisen nopeuden, jolloin sen epästa-  
abiili liike alkaa. Epävakaasti liikkuva vaunu lisää radan ja kaluston ylläpidon tarvetta,  
kuljetuskustannuksia sekä heikentää liikenneturvallisuutta.

Lähitulevaisuudessa tavaravaunuliikenteen kuljetusmäärät tullevat kasvamaan uusi-  
en kaivoshankkeiden myötä ja ne lisäävät entisestään kustannustehokkaan tavarakul-  
jetuksen tarvetta. Tämän lisäksi raideliikenteen kilpailun vapautumisen johdosta eri  
liikennöitsijöiden kalustoa ja niiden rataa kuormittavia ominaisuuksia on valvottava  
tasapuolisen kilpailutilanteen luomiseksi.

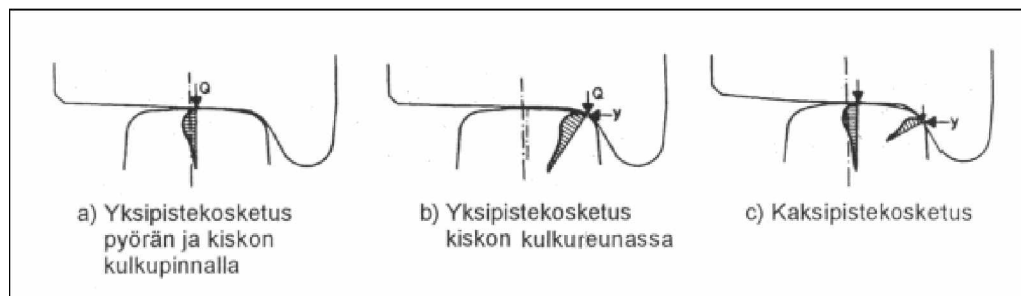
Kirjallisuusselvityksen tarkoituksena on koota yhteen tietämystä kaluston ja radan  
vuorovaikutuksesta. Kaluston ja radan vuorovaikutusta tarkastellaan erityisesti rataa  
kohdistuvien kuormitusten kannalta. Rataa kohdistuvien kuormitusten valvomiseksi  
kartoitetaan niiden havainnointiin soveltuvia mittausmenetelmiä.

Työn selvityskohteena ovat erityisesti dynaamisten kuormien aiheuttajat mm. radan  
rakenteen, paikallisten vikojen sekä kalusto-ominaisuuksien osalta. Erityisenä tarkas-  
telukohteena ovat Suomen rataverkolla liikkuvat tavaravaunut sekä niiden ajo-  
ominaisuudet. Työn loppuosassa perehdytään suomalaiselle kalustolle soveltuviin  
kaluston kunnon hallintamenetelmiin.

## 2 Kalustosta rataan kohdistuva kuormitus

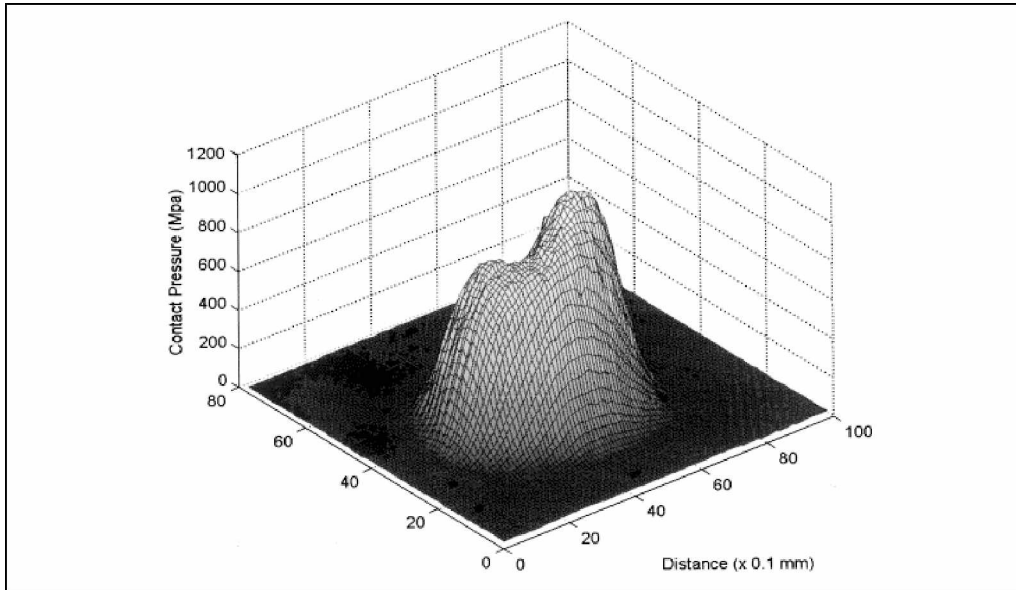
### 2.1 Pyörän ja kiskon kontakti

Pyörä-kisko-kontaktissa pyörä on kosketuksissa kiskoon joko yhden tai kahden pisteen kautta. Yhden pisteen kontakti esiintyy tavallisesti suoralla rataosuudella. Yksipistekosketus kiskon kulkureunassa (kuva 1b) ja kaksipistekosketus (kuva 1c) muodostuvat, kun vaunu ei kykene ohjautumaan riittävän hyvin esimerkiksi kaarteessa [1]. Yksipistekosketus kiskon kulkureunassa aiheuttaa erittäin suuren pintapaineen kiskon ja pyörän välille [2]. Kahden pisteen kosketus aiheuttaa lisääntyntä luistoa ja kulumista pyörän ja kiskon välillä lisäten siten niiden kulumista ja heikentäen pyöräkerran ohjautuvuutta kaarteessa [2]. Yksipistekosketus kiskon kulkureunassa on International Heavy Haul Associationin julkaisun ”Guidelines To Best Practices For Heavy Haul Railway Operations” -kirjan mukaan ongelmallisempi kuin kaksipistekosketus [2]. Magelin ja Kalousekin [3] mukaan voitelua käytettäessä ideaalisin kosketus kiskon kulkureunassa on konforminen kaksipistekosketus (*two-point conformal contact*). Konforminen kaksipistekosketus ei lisää yksipistekosketukseen nähden merkittävästi luistoa pyörän ja kiskon välillä, sillä konformisessa kaksipistekosketuksessa kosketuspisteet ovat lähellä toisiaan. Tavanomaisessa kaksipistekosketuksessa kosketuspisteiden välinen etäisyys on suurempi ja samalla myös kosketuspisteiden välinen vierintäsäde-ero, joka aiheuttaa luistoa pyörän ja kiskon välille.



Kuva 1. Pyörän ja kiskon välinen kosketus. Lainattu muokattuna lähteestä [4].

Kiskon ja pyörän välinen kosketuskohta ei ole todellisuudessa pistemäinen, vaan se on ellipsin muotoinen ja suuruudeltaan kolikon kokoinen, eli yleensä noin 500 mm<sup>2</sup> [2]. Jännitys ei jakaannu kosketuspinnalla tasaisesti, vaan tyypillisesti kuvan 2 mukaisesti [5].



Kuva 2. Ultraäänimittauksella mitattu pintapainejakauma kontaktipinnalla pyörä-kisko-kontaktissa. Mittauksissa käytetty kiskolaatu on UNI60, pyörän halkaisija 260 mm ja kuormittava voima 10 kN. [5]

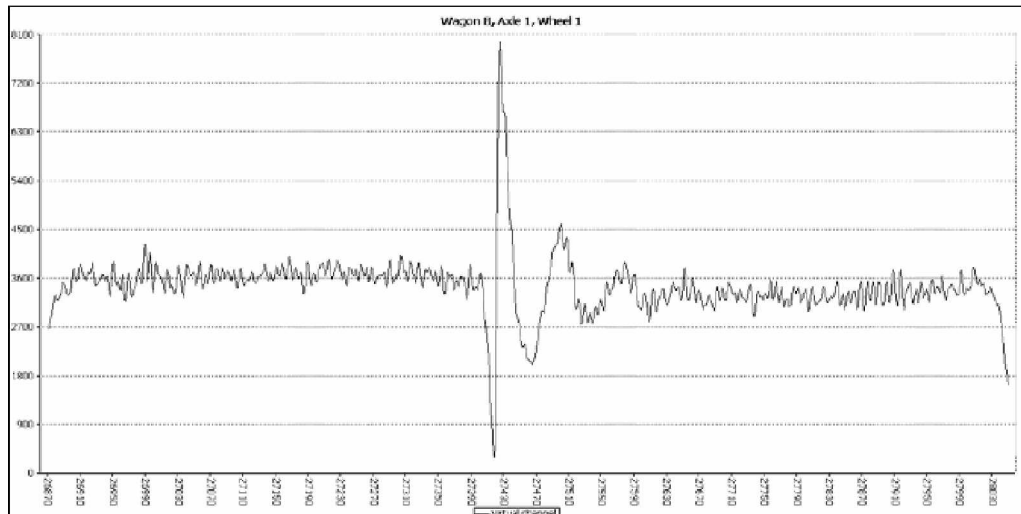
Pyörän ja kiskon väliseen kontaktipaineeseen vaikuttavat mm. seuraavat tekijät, joita tarkastellaan seuraavassa [4],[6].

- Kiskoon kohdistuva pyöräkuorma
- Kiskon ja pyörän materiaalit
- Kiskon ja pyörän profiilin pyöristyssäteet kosketuskohdassa
- Pyörän halkaisija
- Kontaktipintojen karheus

### 2.1.1 Kiskoon kohdistuva pyöräkuorma

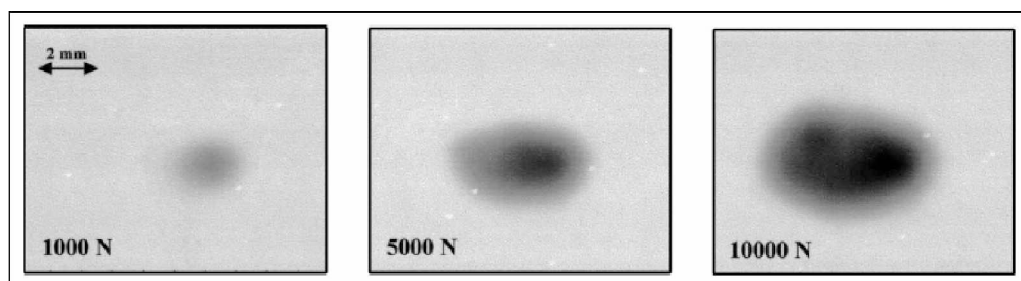
Kiskoon kohdistuva staattinen pyöräkuorma määräytyy pyörän kannattelemaasta painosta. Pyöräkerran pyöriin kohdistuvat kuormitukset eivät ole automaattisesti yhtä suuria. Esimerkiksi epäkeskeisyydestä johtuen kuormitusten suuruudet voivat vaihdella suurestikin. Vaunun pyöräkuormien vaihteluvälin tulisi olla mahdollisimman pieni etenkin suurilla akselipainoilla.

Junan liikkuessa pyöräkuorman suuruuteen vaikuttavien tekijöiden määrä lisääntyy. Tavallisimmin junan aiheuttamat hetkelliset kuormituslisäykset johtuvat pyörä-kisko-kontaktin epätasaisuudesta, joka voi aiheutua esimerkiksi lovipyörästä tai kiskon eristysjatkoksesta. Pyörä-kisko-kontaktissa esiintyvän epätasaisuuden seurauksena liikkuvan junan hetkellinen pyöräkuorma saattaa kasvaa jopa kolminkertaiseksi staattiseen pyöräkuormaan nähden [7]. Kuvassa 3 esitetään pyörän loven aiheuttama dynaaminen lisäkuormitus. Dynaamisia kuormituksia tarkastellaan lähemmin luvussa 3.



Kuva 3. Esimerkki lovipyörän aiheuttamasta kuormituslisäyksestä, missä kuormitus kasvaa hetkellisesti kaksinkertaiseksi [8].

Staattisen pyöräkuorman kaksinkertaistuessakin kiskon ja pyörän välinen maksimaalinen pintapaine kasvaa noin 27 % [9]. Pyöräkuorman kolminkertaistuksessa maksimaalinen pintapaine kasvaa noin 44 % [9]. Maksimaalisen pintapaineen maltillinen kasvu pyöräkuorman lisääntyessä johtuu kontaktipinta-alan suurenemisesta kuvan 4 esimerkin mukaisella tavalla. Kontaktipinta-alan lisääntyminen kuormituksen kasvun seurauksena johtuu teräksen kimmoisesta ja plastisesta muodonmuutoksesta [2].



Kuva 4. Kontaktipinta-alan ja pintapaineen kasvaminen kuorman kasvaessa [5]. Mittauksessa käytetyt parametrit ovat samat kuin kuvassa 2.

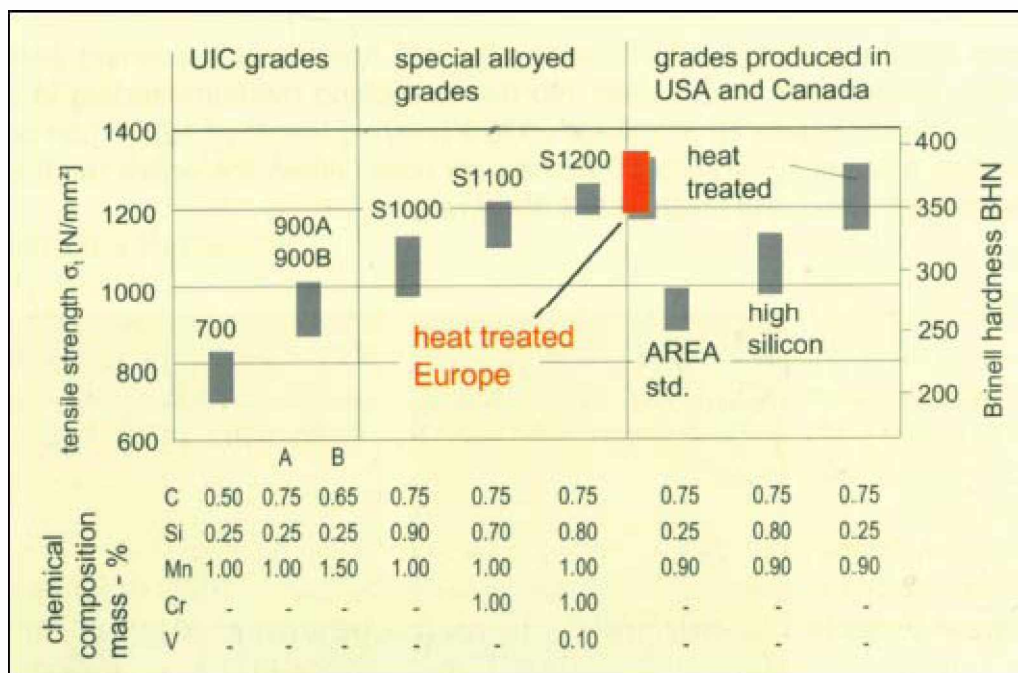
### 2.1.2 Pyörän ja kiskon materiaalit

Käytetyin kiskomateriaali on perliittinen teräs. Bainiittisen teräksen käyttäminen kiskomateriaalina tutkitaan ja se on koekäytössä. [1],[10],[11]

Kiskon kovuutta pidetään sen tärkeimpänä materiaaliominaisuutena [2]. Kovuus kiskon pinnalla sekä alapuolella määrittelee suurilta osin kiskon kulumis- ja vierintäväsäysemkestävyyden sekä kyvyn vastustaa plastista muodonmuutosta [2]. Kiskon kovuus määritellään standardin EN 13674-1 mukaan HB kovuuksena, joka tarkoittaa Brinell-kovuutta [1].

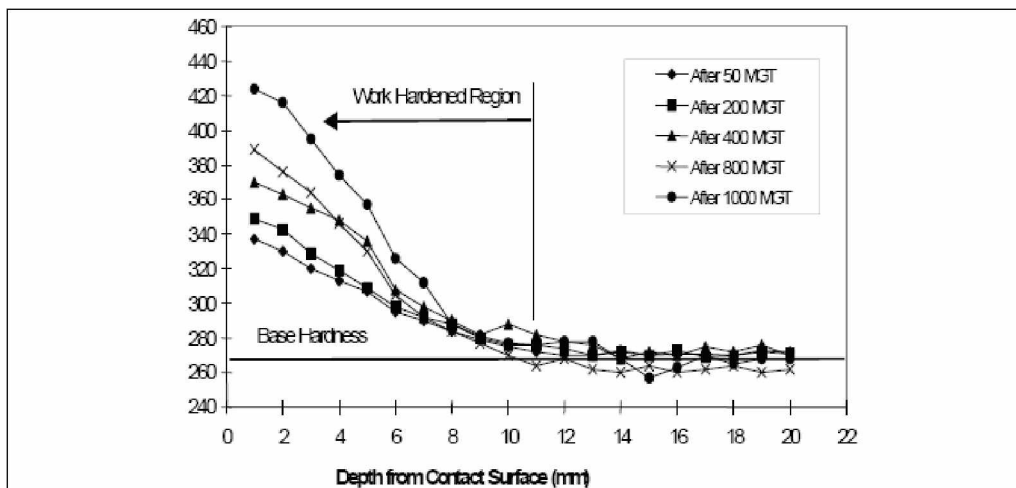
Suomessa yleisimmin käytetty kiskoteräslaatu on UIC 900A, jonka kovuus on standardin EN 13674-1 mukaan 260–300 HB:n välillä [4],[12]. Pohjois-Amerikassa kiskote-

räksen minimivaatimuksena on 300 HB:n kovuus kiskon pinnalla [2]. Venäjällä käytössä olevan standardin mukaan kovuus kiskon pinnalla täytyy olla  $300 \pm 30$  HB [2]. Standardi määrittelee myös teräksen kovuuden 12–20 mm syvyydellä kiskon pinnasta, jossa sen on oltava vähintään 86 % kiskon pinnan kovuudesta [2]. Kuvassa 5 on vertailtu UIC kiskolaatujen ja Amerikassa käytettyjen kiskoteräksien koostumuksia, kovuuksia ja vetomurtolujuuksia. Australiassa raskaan liikenteen rautatielinjoilla käytetään kiskoterästä, jonka kovuus vaihtelee 321–363 HB:n välillä [4].



Kuva 5. Kiskoteräslaatuja vetolujuuksia, Brinell-kovuuksia ja kemiallisia koostumuksia [1].

Kiskon kovuus ei ole yleensä vakio, sillä kiskoteräs muokkauslujittuu kuvan 6 mukaisesti kiskon yli kulkevan liikenteen seurauksena. Kuvan 6 mukaan 255 HB:n kiskoteräksen kovuus kasvaa kiskon pinnassa noin 320 HB:hin, kun kiskon yli on kulkenut 50 MGT suuruinen kumulatiivinen liikennemäärä. Kuvassa 6 kovuudet ovat ilmoitettu Vickers-kovuuden avulla. Tavallisten kiskoteräskovuuksien alueella Vickersluokituksen mukaiset arvot ovat keskimäärin 15 yksikköä suuremmat, kuin Brinell-kovuuden arvot. Vickers-kovuudeltaan 270 teräs on siten Brinell-kovuudeltaan noin 255 HB [1].



Kuva 6. Muokkauslujittumisen vaikutus tavallisen kiskoteräksen Vickers-kovuuteen suoralla rataosuudella, kun kaluston akselipaino on 30–35 tonnin välillä [2].

Vaatimukset pyörien mekaanisille ominaisuuksille vaihtelevat eri maissa. Esimerkiksi tavaraliikenteen vaunuja koskevan yhteentoimivuuden teknisten eritelmän (YTE) mukaisesti Suomeen hyväksyttävän kaluston pyörän kovuuden pyörän pinnalta mitattuna on oltava vähintään 225 HB. Pohjois-Amerikassa vaatimuksena C-luokan pyörille, joita käytetään yleisesti tavaravaunuissa, on pyöräteräksen kovuus, jonka on oltava 321–363 HB:n välillä [2]. Venäjällä pyöräteräksen kovuuden on oltava vähintään 290 HB pyörän pinnalla sekä 255 HB pintakerroksen alapuolella [2]. Monikansallinen kaisvosyhtiö BHP Billiton käyttää raskaissa rautatiekuljetuksissa pyöriä, joiden kovuus on 363–401 HB:n välillä pyörän pinnalla [13].

Kovuus vaikuttaa myös pyörän ja kiskon välisen kontaktipinnan suuruuteen. Kontaktipinnan materiaalien kovuuden lisääntyessä niiden välinen kontaktipinta pienenee ja samalla kontaktipinnan pintapaine kasvaa [14]. Tosin pyörän ja kiskon kovuusien vaikutus kontaktipinta-alaan on pieni verrattuna muihin kontaktipinnan suuruuteen vaikuttaviin tekijöihin. IHHA:n julkaisun ”Guidelines To Best Practises For Heavy Haul Operation” -kirjassa todetaan, että kontaktipinnan molempien tai pelkästään toisen materiaalin kovuuden kasvaessa kulumisen pienenee kontaktin molemmissa osapuolissa [2]. Vastaavasti kontaktin pehmeämmän materiaalin on todettu kuluvan kontaktin kovempaa materiaalia nopeammin [4]. Yleisesti ottaen kovemmat pyörän ja kiskon teräkset vähentävät kulumista, mutta kiskon käyttöikään vaikuttaa myös mm. kiskoon kehittyvien pintavaurioiden määrä. Luulaja-Kiiruna-Narvik radalla eli ns. Malmbanalla tehdyt tutkimukset osoittavat, että UIC 900A teräslaadulla saavutetaan kutakuinkin sama käyttöikä suorilla rataosuuksilla kuin UIC 1100 teräslaadulla [15]. Tutkimuksessa havaittiin pehmeämmän teräslaadun kuluvan kovempaa teräslaatua nopeammin, mutta kovempaan teräslatuun kehittyi pintavaurioita vierintäväsytymisen seurauksena pehmeämpää teräslaatua nopeammin, mikä puolestaan lyhensi kovemman teräslaadun käyttöikää [15]. Kaarteissa kovemman UIC 1100 teräslaadun käyttöikä on UIC 900A kiskolaatua pidempi [15]. Tämä johtuu siitä, että kaarteissa kulumisen vaikutus on suurempi kuin suoralla rataosuudella mm. kaluston epäsuotuisasta käyttäytymisestä johtuen, jolloin teräslaadun kovuuden merkitys kiskon käyttöikään korostuu.

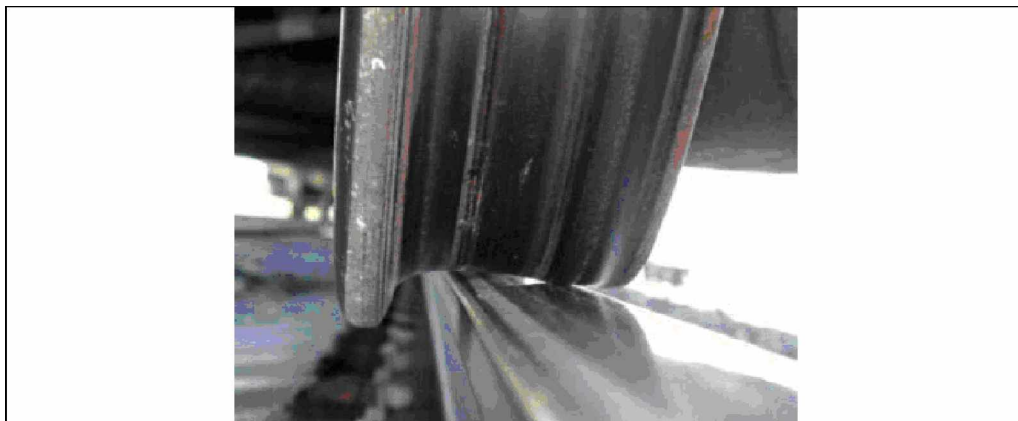
### 2.1.3 Pyörä- ja kiskoprofiilien vaikutus

Pyörä-kisko-kontakti määrää suurelta osin pyörän ja kiskon huollon tarpeen ja samalla se on tärkein yksittäinen tekijä pintapaineen hallinnassa. Profiilien yhteisvaikutuksesta on huomioitava se, että mikä on hyväksi pyörälle on hyväksi myös kiskolle ja päinvastoin [16]. Tämän vuoksi on huomioitava, että kaluston tai radan huono kunto lisää molempien osapuolien ylläpitokustannuksia.

Taulukossa 1 on esitetty esimerkkitapauksia pyörä- ja kiskoprofiilien välille kehittyvistä pintapaineista. Taulukon 1 mukaan ongelmallisin tilanne syntyy ajettaessa kulu-neilla pyöräprofiileilla kaarretta, jonka raideleveyttä on levitetty (kuva 7). Tällöin syn-tyvästä valelaipan kosketuksesta (*false flange contact*) johtuen pintapaineet voivat nousta jopa 2,5-kertaiseksi tavalliseen pyörä-kisko-kosketukseen nähden. Pintapai-neet voivat kasvaa vielä entisestään, mikäli kaarteessa ajetaan alle mitoitusnopeu-den.

*Taulukko 1. Pyörän säteen, pyöräkuorman sekä pyörän ja kiskon pyöristyssäteiden vaikutus pintapaineeseen. Sinisellä pohjalla on merkitty eri tapauksien pintapaineet (MPa) ja sulkeissa pintapaineiden väliset suhdeluvut. Lai-nattu muokattuna lähteestä [9].*

Kontaktin sijainti/tyyppi	Pyöristyssäde		Pyöräkuorma, pyörän säde		
	Kisko (mm)	Pyörä (mm)	18 t 480 mm	18 t 240 mm	9 t 240 mm
Kiskon harja (Rail crown)	200	-300	1130 (1,0)	1438 (1,27)	1141 (1,01)
	75	-100	1428 (1,26)	1794 (1,59)	1424 (1,26)
	100	-300	1819 (1,61)	2267 (2,01)	1800 (1,59)
	200	∞	1645 (1,45)	2053 (1,82)	1629 (1,44)
Kiskohamaran pyöristys (Rail shoulder)	32	-38	1637 (1,45)	2043 (1,81)	1622 (1,43)
	32	-44	1984 (1,75)	2469 (2,18)	1960 (1,73)
Laipan juuri (Flange root)	8	-9.5	2678 (2,37)	3317 (2,93)	2632 (2,33)
Valelaippa (False flange)	300	50	2845 (2,52)	3520 (3,11)	2794 (2,47)



*Kuva 7. Kuluneen pyörän valelaipan kosketus (false flange contact) [17].*

Pyöräkerran kartiokkuudella ( $\gamma$ ) (*conicity*) on erittäin suuri vaikutus vaunun kaarre-ominaisuuksiin, ajovakauteen (*hunting*) sekä kontaktipinta-alan suuruuteen. Kartiokkuus lasketaan kaavan 2-1 avulla [18]. Kartiokkuuden vaikutus vaunun kaarreominais-



suuksiin perustuu siihen, että pyörien kosketuspintojen säteet muuttuvat kaarteissa. Ulkokaarteessa kulkevan pyörän on kuljettava pidempi matka, kuin sisäkaarteessa kulkevan pyörän. Tämän eron seurauksena pyöräkerta pyrkii siirtymään sivusuunnassa siten, että pyörien kosketuspintojen välinen vierintäsäde-ero, joka aiheutuu pyöräprofiilien kartiokkuudesta, on sopiva tasaamaan pyöräkerran pyörien kulkumatka-eron.

$$\gamma = \tan \alpha, \text{ missä}$$

(2-1)

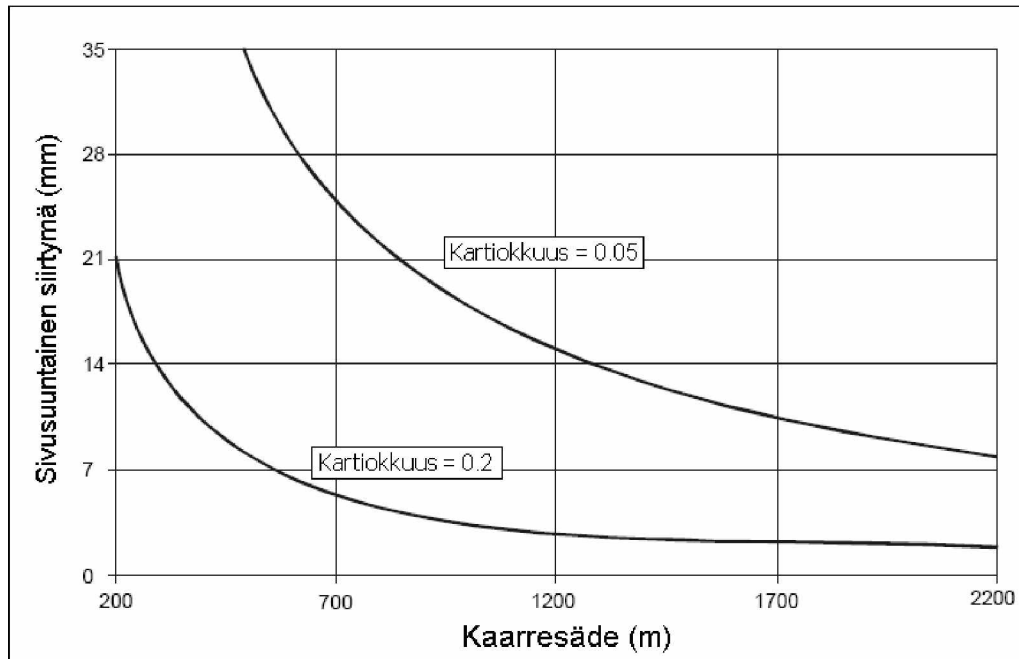
$\gamma$  on kartiokkuus

$\alpha$  on kartiokulma, joka on esitetty kuvassa 8, [°]



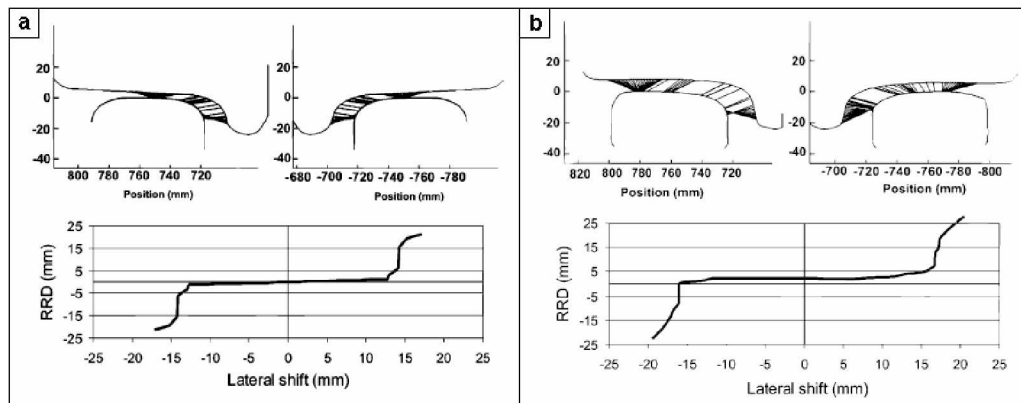
Kuva 8. Kartiokulma ( $\alpha$ ), jonka avulla kartiokkuus voidaan laskea kaavan 2-1 mukaan. Lainattu muokattuna lähteestä [2].

Pyöräkertojen pyörien suuren kartiokkuuden avulla vaunun kaarreominaisuudet parantuvat, mutta samalla ajovakaus heikkenee [2]. Kartiokkuuden vaikutusta kiertäjäkkyydeltään jäykän telin kaarekäyttäytymiseen on seuraavassa selvennetty kuvan 9 avulla. Kuvasta ilmenee pyöräkerran kartiokkuuden ja radan kaarresäteen vaatima pyöräkerran sivusuuntaisen siirtymän suuruus. Sivusuuntaisen siirtymän kasvaessa riittävän suureksi eli puoleen raidevälyksestä koskettaa ulkokaarten puoleisen pyöräkerran pyörän laippa kiskoa, jolloin syntyy ongelmallinen laippakosketus [2],[18]. Raidevälyksen nimellisarvo on Suomen rataverkolla 13 mm.



Kuva 9. Kartiokkuuden vaikutus kiertojäykkyydeltään jäykän telin kaarrekäyttämiseen, kun akseliväli on 1830 mm, pyörien kulkupintojen välinen etäisyys 1507 mm ja pyörän säde 457 mm. Pystyakselilla esitetty pyöräkerran sivusuuntainen siirtymä, joka tarkoittaa kuvassa 8 mittaa. Lainattu muokattuna lähteestä [2].

Pyöräkerran todellinen kaarrekäyttäytyminen määräytyy pyöräkerran ja raiteen todellisista mitoista ja keskinäisistä asennoista [19]. Esimerkiksi kuvan 10a mukaisten uusien pyörä- ja kiskoprofiilien välille kehittyy poikkeuksellisesti lähes vakioarvoinen eli noin 0,1 suuruinen tehollinen kartiokkuus [19]. Vastaavasti kuvan 10b tapauksessa kuluneilla pyörä- ja kiskoprofiileilla ja erisuurilla pyöräkerran pyörien säteillä kehittyy poikkeuksellisesti lähes vakioarvoinen eli noin 0,0 suuruinen tehollinen kartiokkuus [19]. Kulunut pyörä-kiskoprofiili menettää täten mm. kykynsä ohjautua ilman laippakosketusta [19]. Tehollinen kartiokkuus muuttuu tavanomaisesti erisuuruisilla sivuttaissiirtymän arvoilla [1]. Tästä syystä tehollinen kartiokkuus lasketaan kullekin sivuttaissiirtymän arvolle erikseen kaavan 2-2 avulla. Tietylle sivuttaissiirtymälle lasketun tehollisen kartiokkuuden arvolla päädytään poikittaisliikkeen aallonpituudessa samaan, mikä kyseisellä tarkastelunalaisella pyöräkerralla on todellisuudessa (ks. luku 2.2.4) [18].



Kuva 10. a) Uuden pyörä-kiskoprofiilin kontakti b) kuluneen pyörä-kiskoprofiilin kontakti sekä niiden yhteys sivusuuntaiseen siirtymään (lateral shift) ja vierintäsäde-eroon (RRD) [19].

$$\gamma_e = \frac{\Delta r}{2y}, \text{ missä} \quad (2-2)$$

$\gamma_e$  on tehollinen kartiokkuus

$\Delta r$  on vierintäsäde-ero, [mm]

$y$  on sivusuuntainen siirtymä, [mm]

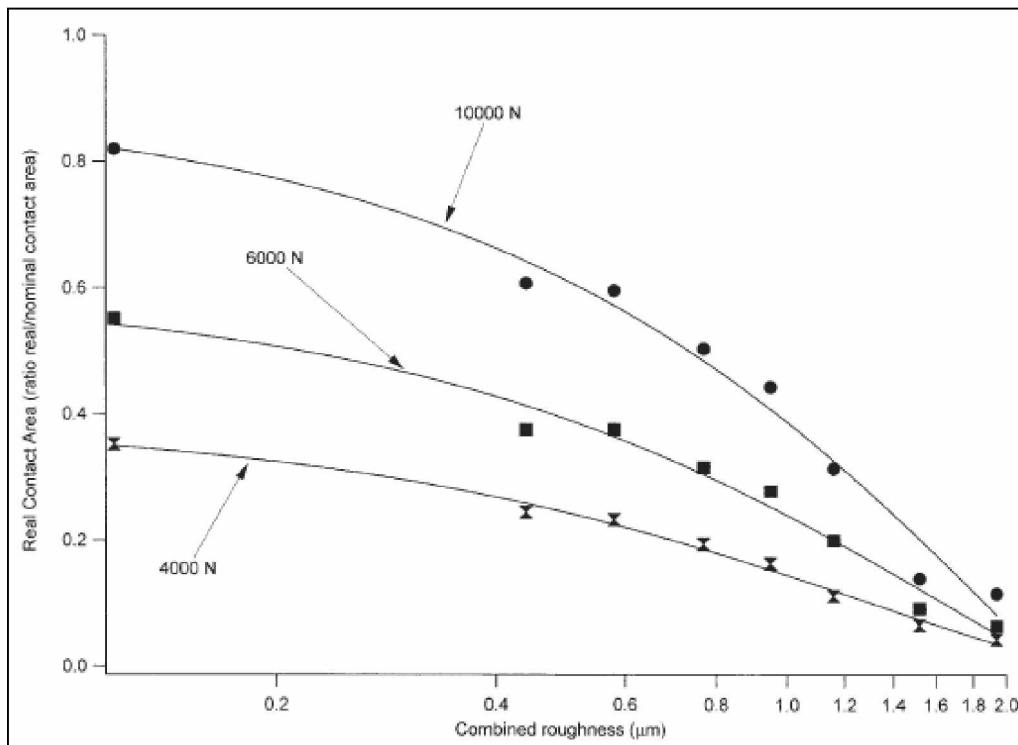
Kontaktipinta-alan on oltava riittävän suuri kaikissa radan eri osissa, joten pyörä- ja kiskoprofiilien suunnittelussa on huomioitava radan geometria, kaluston ominaisuudet, kuljetusnopeudet sekä useat muut seikat [2]. Näiden tekijöiden vaikutuksia tullaan tarkastelemaan pyörä-kisko-kontaktin kannalta myöhemmissä luvuissa.

#### 2.1.4 Pyörän halkaisijan vaikutus

Kiskon ja pyörän välisen pintapaineen suuruus riippuu pyörän halkaisijasta siten, että mitä suurempi on pyörän halkaisija, sitä pienempi on sen aiheuttama pintapaine. Käytännössä 25 % lisäys pyörän halkaisijaan vähentää kosketuspinta-alan kasvaessa pintapainetta noin 7-10 % [4], mikä voidaan havaita myös taulukosta 1. Toisaalta pyörän halkaisijaa kasvatettaessa pyörän kaarreominaisuudet heikkenevät [16]. Kaarreominaisuuksien heikkeneminen perustuu siihen, että halkaisijaltaan suuremman pyörän kehän pituus on luonnollisesti suurempi kuin halkaisijaltaan pienemmän pyörän. Tietyllä sivuttaissiirtymällä halkaisijaltaan erikokoiset pyörät kehittävät samansuuruisella kartiokkuudella yhtä suuret vierintäsäde-erot yhtä pyörän kierrosta kohti. Pienisäteinen pyörä pyörii kuitenkin isosäteisempää pyörää useammin ympäri, jolloin se kykenee kehittämään samalla matkalla suuremman kulkumatkaeron [3].

#### 2.1.5 Pyörän ja kiskon pinnankarheuden vaikutus

Kiskon ja pyörän pinnan karheuksilla on merkittävä vaikutus todellisen kontaktipinnan suuruuteen [6]. Kuvassa 11 esitetään Paun [6] tekemiä ultraäänimittaustuloksia todellisten kontaktipinta-alojen suuruuksista sekä niitä vastaavien kontaktipintojen yhdistettyjä karheuksia. Karheudet on laskettu käyttäen kaavaa 2-3. Pinnan karheudesta johtuva jännityskeskittymä ulottuu noin 0,05 mm syvyydelle materiaalin pinnasta [20].



Kuva 11. Pyöräkuorman ja kontaktipinnan karheuden vaikutus todellisen kontaktipinta-alan suuruuteen, kun kiskolaatuna on JIS 50, pyörän halkaisija 860 mm ja suurimmat pintapaineet vaihtelevat 600–700 MPa:n välillä [6].

$$R_q(\text{combined}) = \sqrt{R_{q(\text{wheel})}^2 + R_{q(\text{rail})}^2}, \text{ missä} \quad (2-3)$$

$R_q(\text{combined})$  on kiskon ja pyörän yhteenlaskettu karheus, [m]

$R_{q(\text{wheel})}$  on pyörän pinnan karheus, [m]

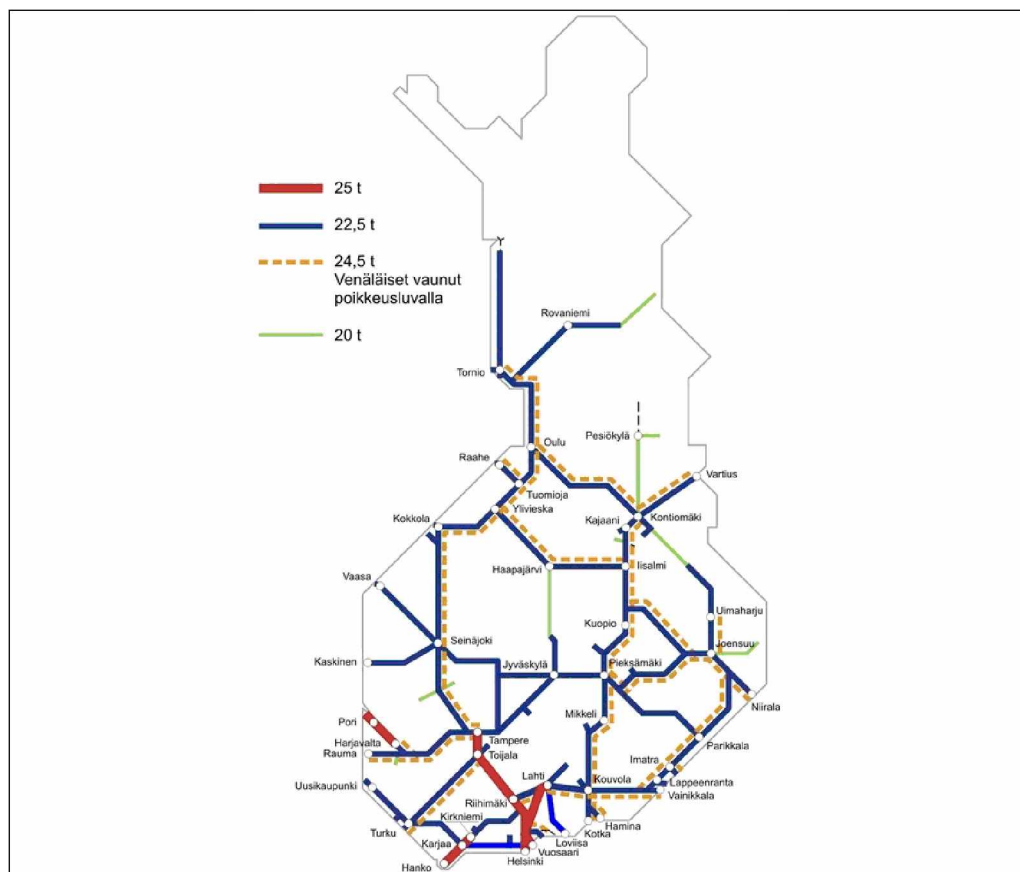
$R_{q(\text{rail})}$  on kiskon pinnan karheus, [m]

## 2.2 Kaluston ominaisuuksien vaikutuksia rataan kohdistuvaan kuormitukseen

### 2.2.1 Akselipaino

Rataan kohdistuvaa junakuormaa rajoittavana tekijänä käytetään yleensä staattista akselipainoa. Akselipainolla tarkoitetaan akselin pyörien kautta rataan välittyvää yhteenlaskettua kuormitusta. Akselipainon suuruus vaihtelee suuresti riippuen siitä, tarkastellaanko henkilö- vai tavaraliikennevaunuja. Henkilöliikenteessä tavallisesti käytetyt akselipainot ovat 12–19 tonnia. Raskaissa rautamalmikuljetuksissa maailmalla akselipainot saattavat olla jopa 40 tonnia. [1],[13],[21]. Suomessa tavaraliikenteen akselipainot ovat tavallisesti 20–25 tonnia.

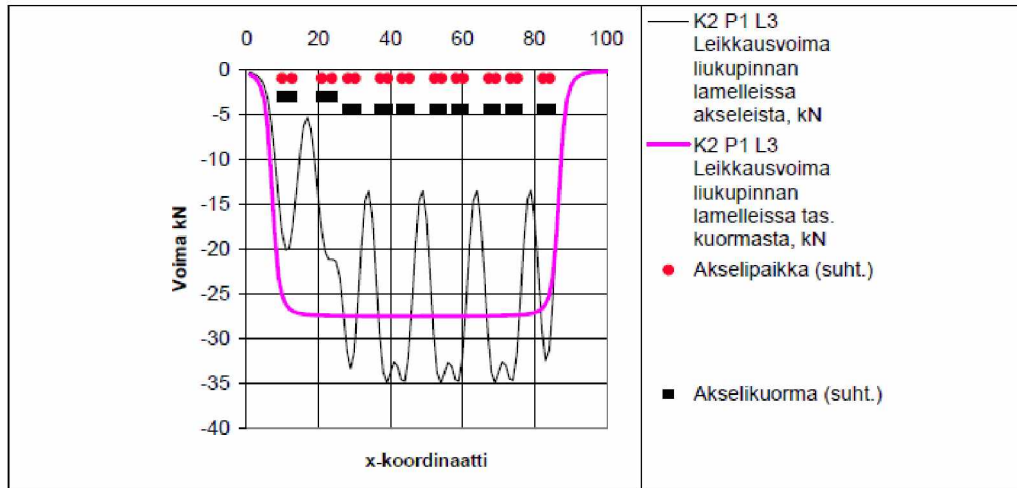
Suomen rataverkolla yleisin sallittu akselipaino on 22,5 tonnia. Suomen rataverkko ja sen rataosuuksille sallitut akselipainot on esitetty kuvassa 12. Akselipainon lisäksi rataverkon junakuormia rajoittavana tekijänä käytetään myös metrikuormaa, joka on määritetty Ratateknisessä ohjeessa (RATOn osa 1) [22] 8 t/m:iin.



Kuva 12. Suomen rataverkko ja rataosuuksittain sallitut akselipainot [23].

### 2.2.2 Akseli- ja teliväli

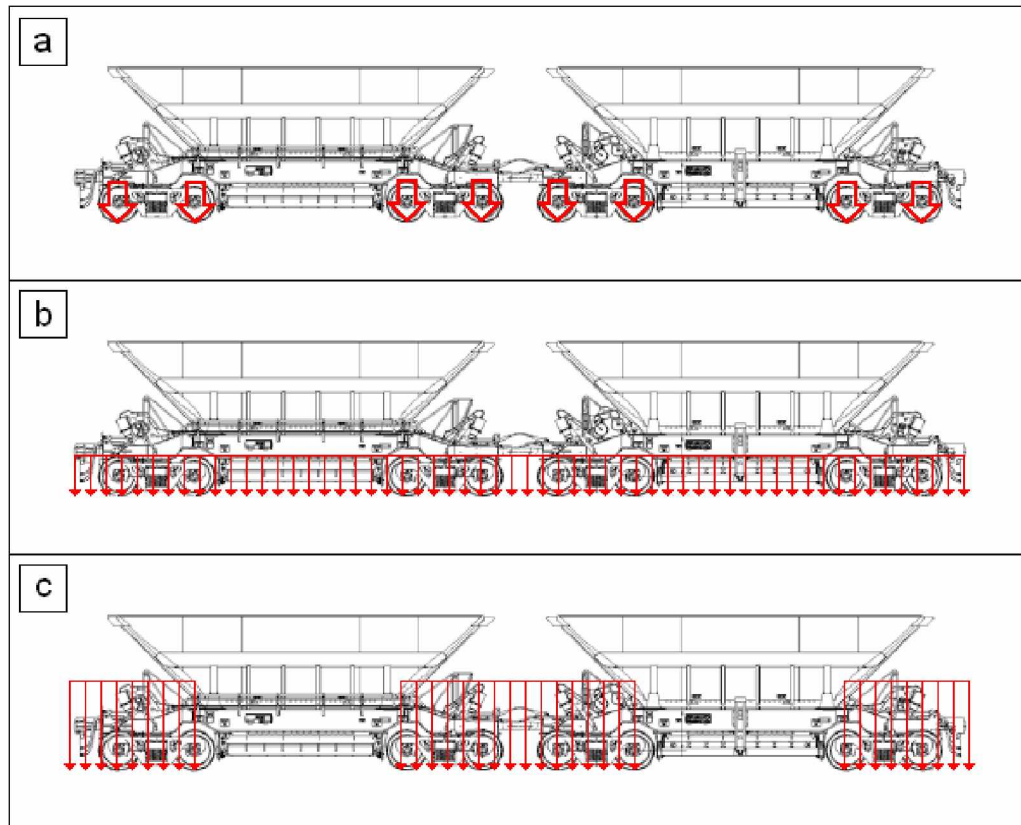
Junakuorma välittyy rataan pyöristä, joiden kuormituksen määrää suurelta osin akselipaino. Juna, jonka tasainen metrikuorma on 8 t/m ja akselipainot 25 tonnia, aiheuttaa todellisuudessa 8 tonnin metrikuormasta poikkeavan kuormitusjakauman. Todellinen, akseleista ratapenkereeseen kohdistuva kuormitus riippuu akselien sijainnista siten, että mitä lähempänä toisiaan akselit ja telit ovat, sitä suuremmaksi niiden yhteisvaikutus kasvaa. Kuvan 13 esimerkissä verrataan tasaisen 8 tonnin metrikuorman ja yksittäisten akselien aiheuttamaa kuormitusta ratapenkereen liukupinnalle. [24]



Kuva 13. Tasaisesta 80 kN/m kuormasta ja yksittäisistä aksleista ratapenkereeseen aiheutuvan kuormituksen vertailu liukupinnalla, kun vaunujen akselipaino on 300 kN, telin akseliväli 2,0 m, teliväli 9,0 m, perättäisten vaunujen telien välit 6,0 m ja pengerkorkeus 1,55 m [24].

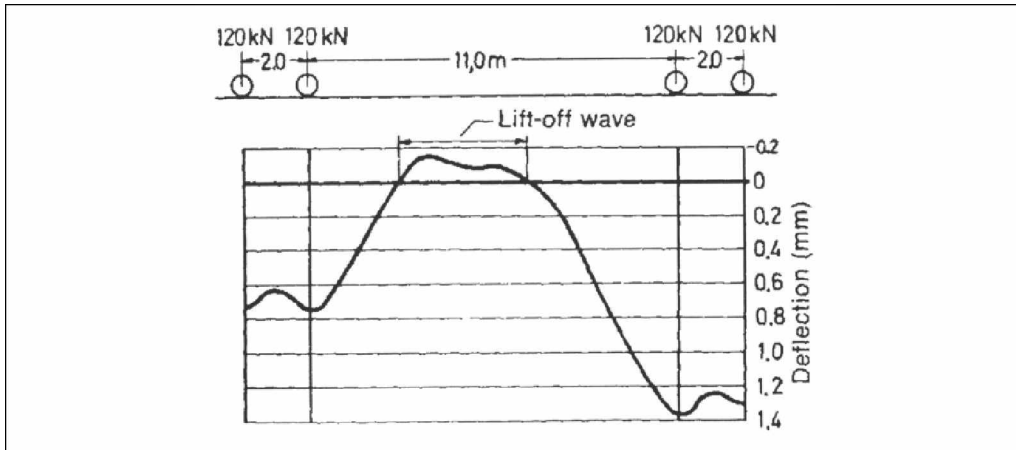
Standardissa EN 15528 [25] on määritelty 13 erilaista referenssivaunua, joiden akselipainot, akselien sijainnit ja vaunujen pituudet on esitetty. Standardin tarkoitus on rajoittaa akselipainojen keskittymistä sekä yhtenäistää Euroopassa käytettäviä mitoituskuormia.

Akselipainojen sijainnin vaikutusta voidaan vertailla esimerkiksi kuvassa 14c esitetyn teliparin aiheuttaman metrikuorman avulla. Teliparin aiheuttamaa metrikuormaa laskettiin erilaisilla vaunumalleilla 8 tonnin sallitulla metrikuormalla ja 25 tonnin akselipainolla rajoitettuna. Vertailun alhaisin arvo teliparin aiheuttamalle metrikuormalle neliakselisilla vaunuilla oli noin 12 t/m, kun suurin oli vastaavasti noin 18 t/m. Teliparin metrikuorma ilmaisee vaunun tai junan metrikuormaa todennukaisemmin rataan kohdistuvan kuormituksen. [26]



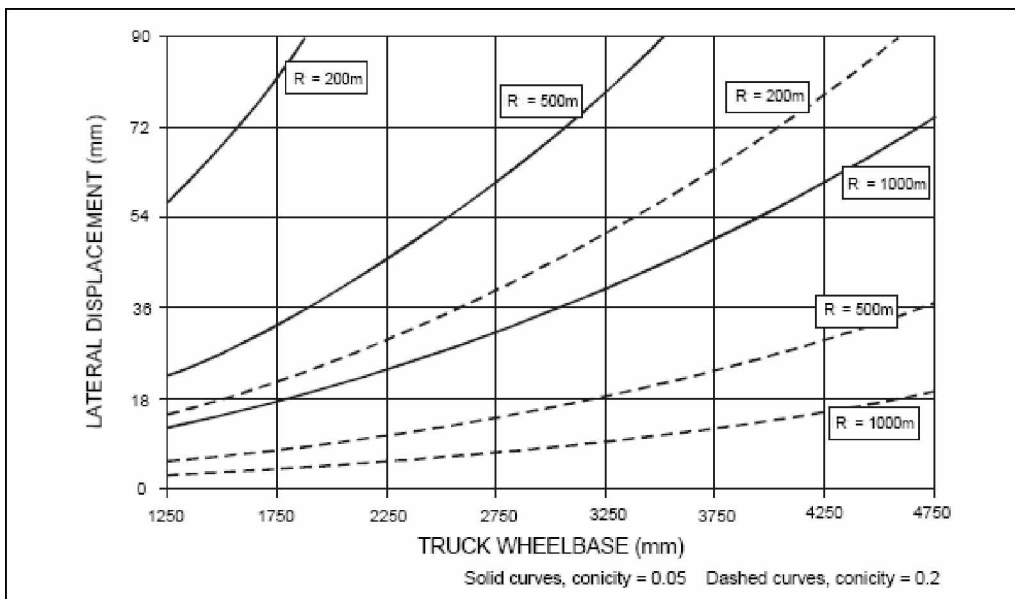
Kuva 14. a) Akselipaino, b) vaunun tai junan metrikuorma ja c) teliparin aiheuttama metrikuorma [26].

Kiskon kannalta kriittisimmät akselivälit riippuvat karakteristisesta pituudesta eli perusluvusta  $L_k$ . Kriittiset akselivälit ovat  $3,1 \cdot L_k$  ja  $6,2 \cdot L_k$ . Nämä etäisyydet ovat hyvällä raiteen alustalla 2325–3286 mm ja 4650–7374 mm. Lyhyempi ( $3,1 \cdot L_k$ ) etäisyys aiheuttaa taivutusmomenttilisäyksen kiskoon sekä lisää kiskon vetojännityksiä lähes 50 % yksittäisen akselin tapaukseen verrattuna. Pidempi ( $6,2 \cdot L_k$ ) etäisyys aiheuttaa kiskoon lisänousun, jonka suuruus on kaksinkertainen normaalitilanteeseen verrattuna. Taivutusmomentin ja kiskon nousun kannalta ihanteellisen akseliväli olisi puolet kriittisistä akseliväleistä, eli taivutusmomentille noin  $1,5 \cdot L_k$  ja kiskon nousulle  $3,1 \cdot L_k$ . Kuvassa 15 tarkastellaan kiskon taipumaa neliakselisen vaunun alla. [4]



Kuva 15. Kokeellisesti mitattu kiskon taipuma neliakselisen vaunun alla [4].

Telin akselivälin etäisyydellä on vaikutuksia myös telin kaarreominaisuuksiin. Lyhyellä telin akselivälillä vaunu kykenee ohjautumaan pienisäteisistä kaarteista ilman laippakosketusta (*flange contact*). Tällöin ongelmaksi muodostuu kuitenkin vaunun ajovakaus [27]. Näiden tekijöiden kompromissina useimmissa teleissä akseliväli on noin 1,8 m. Kuvassa 16 on esitetty, kuinka telin akseliväli vaikuttaa vaunun kaarreominaisuuksiin erilaisilla pyörän kartiokkuuksilla [2].

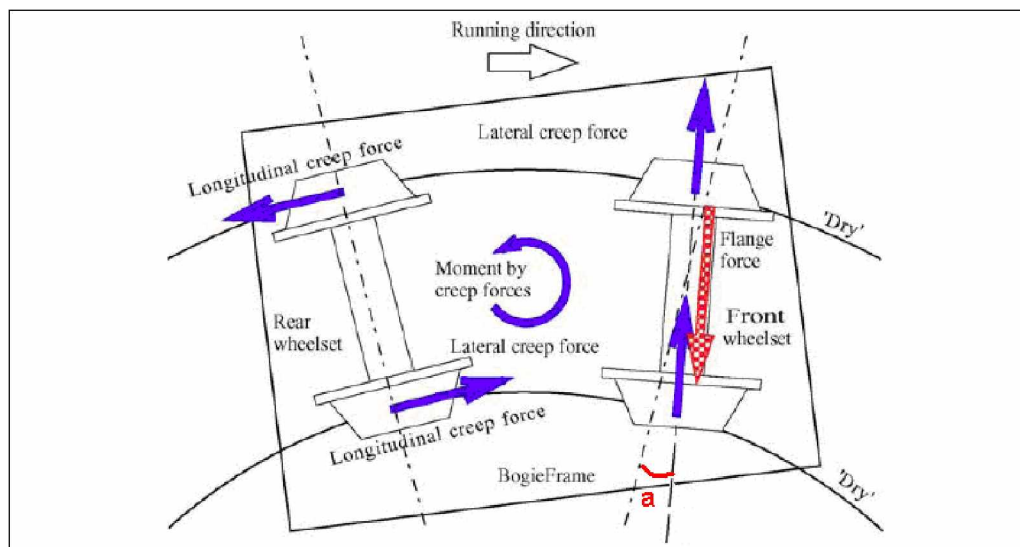


Kuva 16. Kiertojäykkyydeltään jäykän telin tarvitsema sivusuuntainen siirtymä kaarteissa, kun telin akseliväli sekä pyöräkerran kartiokkuudet vaihtelevat. Kuvan merkintä  $R$  tarkoittaa kaarresäteen suuruutta. Lainattu muokattuna lähteestä [2].

Laippakosketus syntyy silloin, kun vaunu ei kykene ohjautumaan kaarteissa riittävän hyvin. Syinä tähän voivat olla esimerkiksi telin vaakasuuntaisen jousituksen liiallinen jäykkyys, pyöräkerran liian alhaiset kartiokkuudet, raiteen ja kiskon vääränlaiset kallistukset, liiallinen telikeskiön ja vaunurungon välinen pyörimisvastus tai vastaavat



muut seikat. Kuvassa 17 esitetään periaatepiirros telin heikosta ohjautuvuudesta kaarteissa ja siitä aiheutuvista voimista.



Kuva 17. Telin riittämättömästä kaarrekäyttäytymisestä aiheutuvat voimat. Lainattu muokattuna lähteestä [28].

Kuvassa 17 laippakosketus syntyy ohjaava pyöräkerran ulkokiskon puoleisen pyörän ja ulkokiskon välille. Laippakosketuksen seurauksena pyörä-kisko-kontakti muodostuu kiskon kulkureunaan samalla aiheuttaen joko yksi- tai kaksipisteisen kontaktin (vrt. luku 2.1).

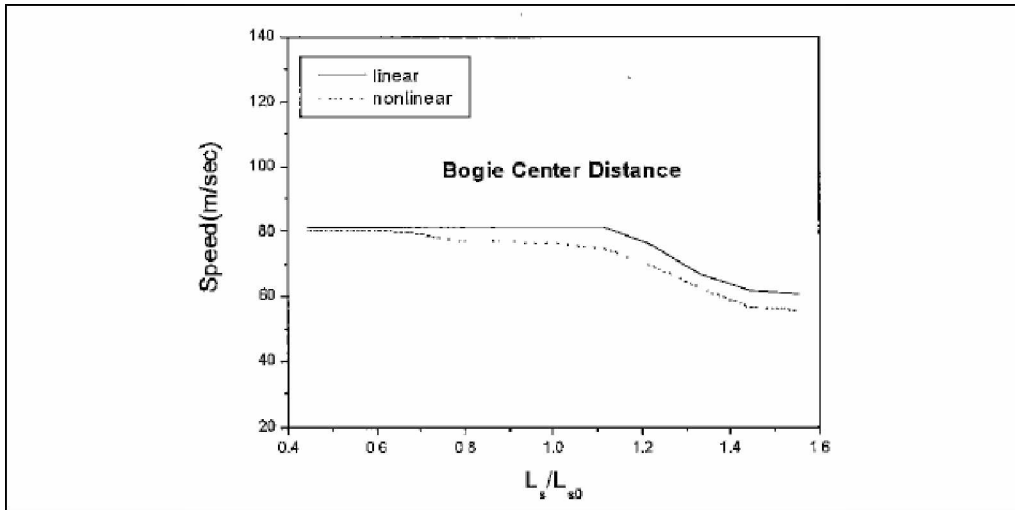
Laippakosketuksesta aiheutuu voima (kuvassa 17 *flange force*) sekä kohtauskulma (*angle of attack*), joka muodostuu ohjaavan pyöräkerran akseliin nähden kohtisuoran suunnan ja kiskon sen hetkisen kontaktikohdan tangentin välille (kuvassa 17 kulma *a*). Kohtauskulman suuruus määrittää laippakosketuksen vakavuuden, pyöräkerran sivusuuntaisen luiston ja siitä aiheutuvan voiman suuruuden (*lateral creep force*).

Liiallisella sivuttaissiirtymällä tarkoitetaan tilannetta, jossa pyöräkerran pyöriin kehittyvät vierintäsäde-ero on suurempi mitä sisä- ja ulkokiskojen välinen matkaero edellyttäisi. Kuvassa 17 liiallinen sivuttaissiirtymä esiintyy telin taaemmassa pyöräkerrassa. Pyöräkerran pyörien välisen vierintäsäde-eron ollessa suurempi kuin kaarteiden sisä- ja ulkokiskojen välinen matkaero on pyöräkerran pyörien tasattava kehittyvää matkaeroa pituussuuntaisella luistolla, josta aiheutuu voima (*longitudinal creep force*).

Pituus- ja sivusuuntaisen luiston suuruus sekä pyörän ja kiskon välinen kitkakerroin määräävät suurelta osin kiskon kulumisen ja vierintäväsytymisen voimakkuuden kaarteissa [2].

Telivälin pituus vaikuttaa telillisen vaunun ajovakauteen ja sillä voi olla vaikutuksensa myös jäykkätelisen vaunun kaarrekäyttäytymiseen. Chung & Shim:n [27] tekemän tutkimuksen mukaan mm. telikeskiöiden välinen etäisyys vaikuttaa vaunun ajovakauteen. Kuvasta 18 voidaan havaita telikeskiövälän pientymisen alentavan vaunun kriittistä nopeutta. Kriittinen nopeus käsitellään lähemmin luvussa 2.2.4. Erään tutki-

muksen mukaan pyöräkerran ominaisuuksilla olisi kuitenkin teliväliä suurempi vaikutus vaunun ajovakauteen [19].



Kuva 18. Telivälin suhteellisen pituuden  $L_s / L_{s0}$  vaikutus vaunun kriittiseen nopeuteen. Vaaka-akselilla oikealle mentäessä teliväli pienenee. [27]

Pyöräkerran etäisyys vaunukeskiöstä määrää kaksiakselisen vaunun tapauksessa pyöräkerran pituussuuntaisen siirtymän kaarteessa. Tätä havainnollistetaan kuvassa 19. Pyöräkerralta vaadittu pituussuuntainen siirtymä kaarteessa voidaan laskea kaavan 2-4 avulla [29].

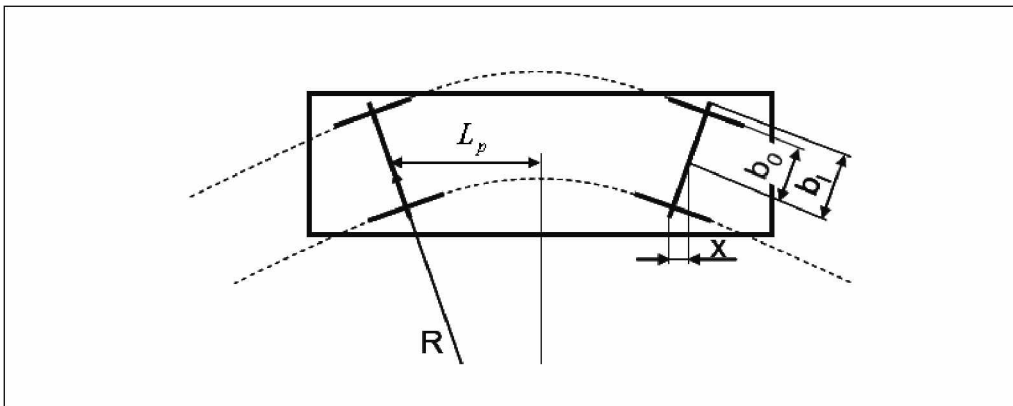
$$x = \frac{L_p \cdot b_1}{R}, \text{ missä} \quad (2-4)$$

$x$  on pyöräkerran pituussuuntainen siirtymä, [m]

$L_p$  on pyöräkerran akselin keskikohdan ja vaunukeskiön välinen etäisyys, [m]

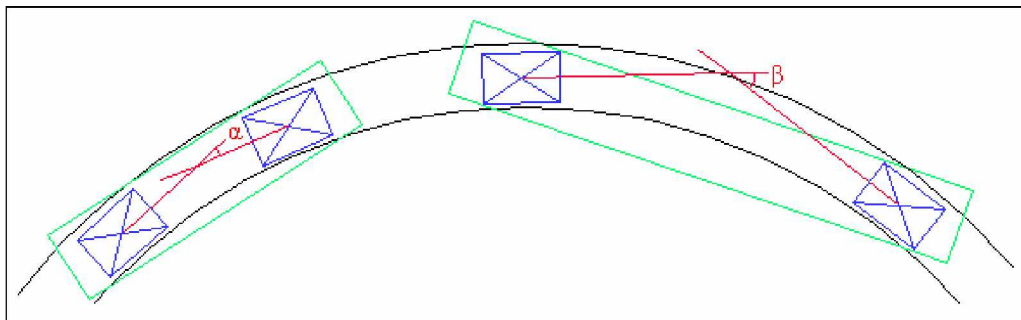
$b_1$  on puolet pyöräkerran akselin pituudesta, [m]

$R$  on kaarresäde, [m]



Kuva 19. Pyöräkerralta kaarteessa edellytetyn pituussuuntaisen siirtymän suuruus riippuu pyöräkerran ja vaunukeskiön välisestä etäisyydestä [29].

Pyöräkerran pituussuuntaisen siirtymän suuruus voidaan ilmoittaa myös kääntymiskulman avulla, kuten kuvan 20 esimerkissä. Kaksiakselisen vaunun käyttäytymisen perusteella voidaan ajatella telillisen vaunun teleiltä vaaditun kääntymiskulman muuttuvan samalla tavalla teliväliä pidennettäessä. Kuvassa 20 tarkastellaan esimerkinomaisesti telivälin vaikutusta teliltä vaadittuun kääntymiskulmaan kaarteessa. Kuvasta 20 voidaan havaita pitkän telivälin vaativan lyhyttä teliväliä suuremman kääntymiskulman. Tämän vuoksi teliväliltään lyhyemmän vaunun voisi olettaa ohjautuvan vastaavaa teliväliltään pidempää vaunua helpommin kaarteessa ja siihen siirryttäessä.



Kuva 20. Esimerkkitarkastelu telien välisestä kääntymiserosta lyhyellä ja pitkällä telivälillä. Yksittäiseltä teliltä kaarreajoon vaadittu kääntymiskulma on  $\alpha/2$  tai  $\beta/2$ .

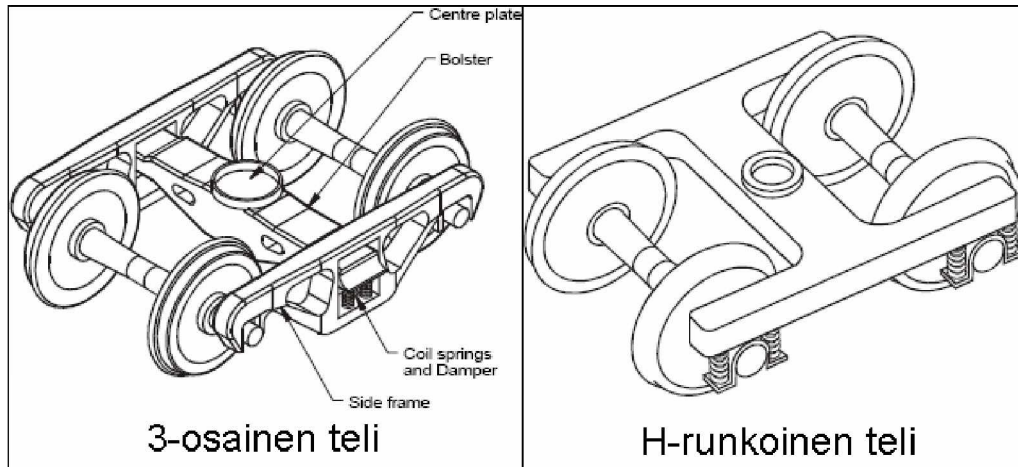
### 2.2.3 Telirakenne pystysuunnassa

Pystysuuntaisia kuormituksia tarkasteltaessa telirakenteet voidaan jakaa käytännössä kahteen ryhmään; kolmiosisiin (*three-piece bogie*) ja jäykkärunkoisiin ns. H-runkoisiin (*H-frame*) teleihin. Suurin eroavaisuus telien välillä on telirungon rakenteessa, joka on H-runkoisella telillä yksiosainen ja kolmiosisella telillä kolmiosainen [2].

Euroopan ulkopuolella käytössä olevista tavarajunien telimalleista suurin osa on kolmiosisia telejä. Euroopassa käytetään enimmäkseen ns. H-runkoisia telejä. [30]

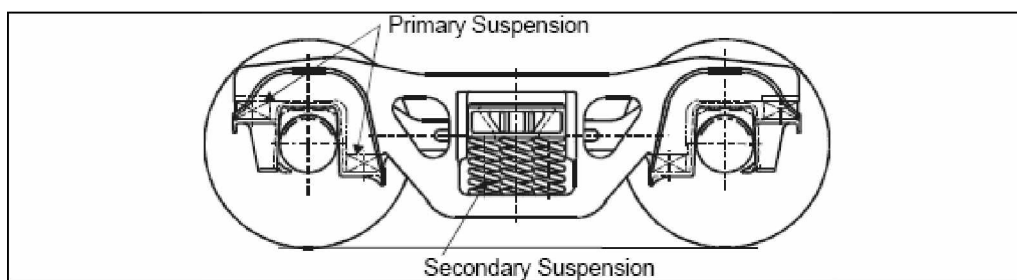
Kolmiosisaisen telin suurin etu H-runkoiseen teliin nähden on sen pystysuunnassa joustavampi rakenne, jonka vuoksi se kykenee mukautumaan niin radan geometrian pystysuoriin muutoksiin kuin telin pieniin rakenteellisiin virheisiin H-runkoista teliä paremmin. Toisaalta joustavan rakenteen vuoksi kolmiosisella telillä on ongelmia kaarreominaisuuksissa (vrt. luku 2.2.4). [2]

Kolmiosisainen teli mahdollistaa H-runkoista teliä tehokkaamman ja edullisemman jousituksen suuremmasta jousitukselle jäävästä tilasta johtuen, minkä vuoksi sen on sanottu soveltuvan H-runkoista telimallia paremmin raskaan rautatieliikenteen tarpeisiin [2]. H-runkoisella telillä on kuitenkin 3-osaista teliä pienempi jousittamaton massa, joka puolestaan pienentää kalustosta rataan aiheutuvia dynaamisia kuormia. Kolmiosisaisen telin sivupalkit on kiinnitetty usein jousittamattomasti akseleihin [2]. H-runkoisella telillä jousittamattoman massan muodostavat pelkästään pyöräkerrat [2]. Telien rakenteet esitetään kuvassa 21 [2].

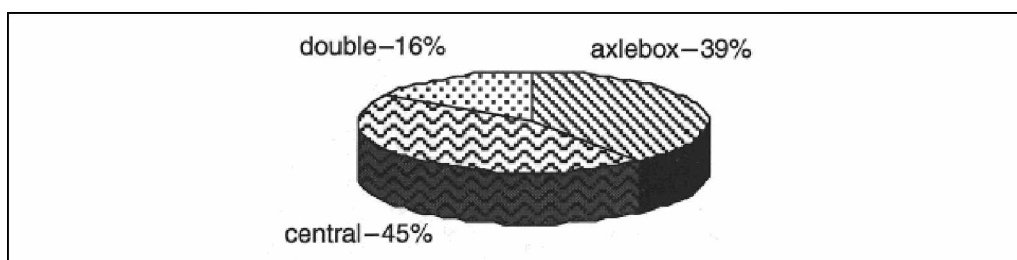


Kuva 21. Kolmiosainen ja H-runkoinen teli [2].

Vaunun jousitus toteutetaan joko ensiö- (*primary suspension*) ja/tai toisiojousituksen (*secondary suspension*) avulla. Ensiöjousituksella tarkoitetaan pyöräkerran ja telin välistä jousitusta [2]. Ensiöjousitusta käytetään tavallisimmin H-runkoisilla telimalleilla [2]. Vastaavasti kolmiosaisilla telimalleilla käytetään tavallisimmin toisiojousitusta, jolla tarkoitetaan keskiö- ja sivupalkin välissä olevaa telin sisäistä jousitusta [2]. Toisiojousitetun telin jousittamaton massa on tällöin suurempi. Jousitukset on esitetty kuvassa 22. Tavaravaunujen ensiöjousituksena on käytetty viimeisen puolivuosisadan ajan kitkajousitusta [31]. Hecht'in mukaan tavaravaunujen jousituksena tullaan tulevaisuudessa käyttämään pelkästään hydraulista jousitusta sen alhaisten elinkaarikustannusten vuoksi [31]. Kuvassa 23 esitetään tavaravaunuissa maailmalla käytettyjen jousitusrakenteiden prosentuaalinen jakauma.



Kuva 22. Ensiö- ja toisiojousitettu kolmiosainen teli [2].

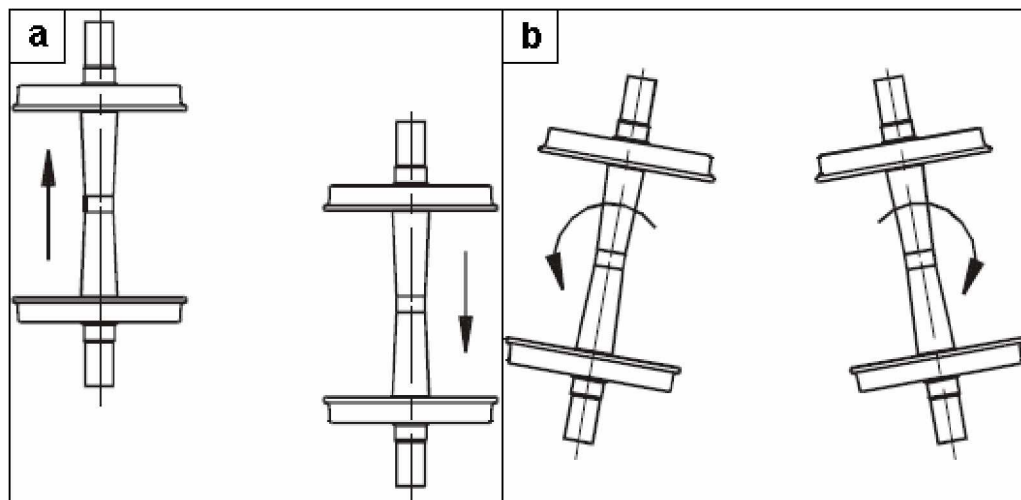


Kuva 23. Prosentuaaliset osuudet tavaravaunuissa maailmalla käytetyistä jousituksista, missä (axlebox) on ensiöjousitus, (central) on toisiojousitus ja (double) tarkoittaa ensiö- ja toisiojousitusta. [32]

Tavaravaunujen jousituksen kannalta erityisen ongelmallista on niiden jousitetun massan suuri vaihtelevuus, sillä tavaravaunujen jousitettava massa voi kasvaa jopa viisinkertaiseksi vaunun kuormauksen yhteydessä. Tavaravaunujen jousituksen jäykkyyden on muututtava jousitettavan massan mukaan, jotta vaunun ajo-ominaisuudet toisaalta säilyisivät mahdollisimman hyvinä ja toisaalta rataa kohdistuvat dynaamiset kuormat mahdollisimman pieninä kaikissa kuormitustilanteissa. [32]

#### 2.2.4 Telirakenne vaakasuunnassa

Tarkasteltaessa telin vaakasuuntaista käyttäytymistä voidaan telin rakenteelliset ominaisuudet jakaa karkeasti kahteen osaan, jotka ovat leikkausjäykkyys (kuva 24a) (*shear stiffness*) sekä kiertojäykkyys (kuva 24b) (*bending stiffness*) [2]. Leikkausjäykkyys tarkoittaa teli- tai vaunurungon välisen kiinnityksen jäykkyyttä, joka vastustaa pyöräkerran sivusuuntaista siirtymistä teli- tai vaunurungon suhteen. Vastaavasti kiertojäykkyys tarkoittaa pyöräkerran ja teli- tai vaunurungon välisen kiinnityksen jäykkyyttä pyöräkerran ohjautumisen edellyttämää kiertymistä vastaan.



Kuva 24. a) leikkausjäykkyys ja b) kiertojäykkyys [2].

#### Ajovakaus

Telin ajovakaus (*hunting stability*) voidaan ilmoittaa leikkaus- ja kiertojäykkyyksien funktiona [2]. Leikkaus- ja kiertojäykkyyksien täytyy olla riittävät tai vastaavasti toisen muuttujan ollessa pieni täytyy toisen muuttujan olla erittäin suuri, jotta riittävä ajovakaus saavutetaan. Telin kannalta parhaat ajovakausominaisuudet saavutetaan keskisuurilla leikkaus- ja kiertojäykkyyksien arvoilla. Keskisuurien leikkaus- ja kiertojäykkyyksien saavuttaminen vaatii teliltä vankan, mutta samalla joustavan rakenteen, jonka rakentaminen on yleensä kallista ja monimutkaista. Tämän lisäksi joustavan telin ongelmana on tavallisesti lyhyt huoltoväli tai käyttöikä. Huoltovapaampaan teeliin pyrittäessä valmistuskustannukset nousevat yleensä liian suuriksi. [2]

Pyörän kartiomaisesta kulkupinnasta johtuen pyöräkerta liikkuu raiteella poikittais-suunnassa säännöllisesti edestakaisin, jolloin sen painopiste on raidetta pitkin etenevässä aaltoliikkeessä (kuva 25a) [18]. Aaltoliikkeessä olevan pyöräkerran amplitudi ( $y_o$ ) ja aallonpituus ( $L$ ) määräytyvät ensisijaisesti tehollisesta kartiokkuudesta, jo-

ka määräytyy puolestaan pyöräkerran ja raiteen todellisista mitoista ja niiden keskinäisistä asennoista [18]. Yksinkertaistetussa tilanteessa liikkeen aallonpituus ( $L$ ) voidaan laskea pyöräkerran ominaisuuksien avulla kaavasta 2-5 ja liikkeen taajuus kaavasta 2-6 [1],[18]. Aaltoliikkeen muodosta johtuen pyöräkerran liikettä kutsutaan siniliikkeeksi, josta vastaavasti ulkomaisessa kirjallisuudessa käytetään nimitystä Klingel movement [1],[18].

$$L = 2\pi \sqrt{r_0 \frac{e}{2\gamma}}, \text{ missä} \quad (2-5)$$

$L$  on siniliikkeen aallonpituus, [m]

$\gamma$  on kartiokkuus

$r_0$  on kulkuympyrän säde tasapainotilassa, [m]

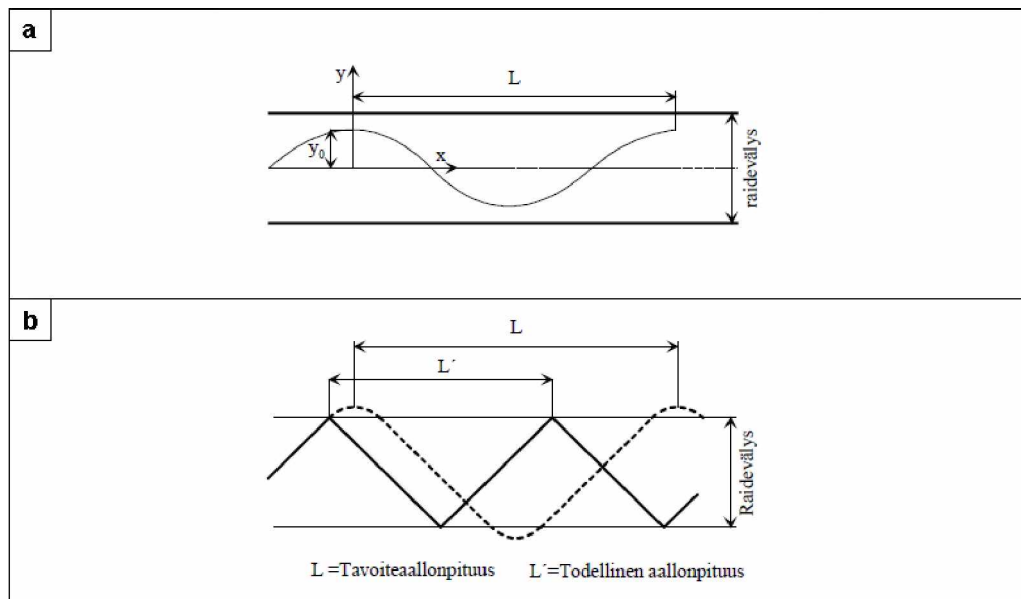
$e$  on pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys, [m]

$$f = \frac{v}{L}, \text{ missä} \quad (2-6)$$

$f$  on taajuus, [Hz]

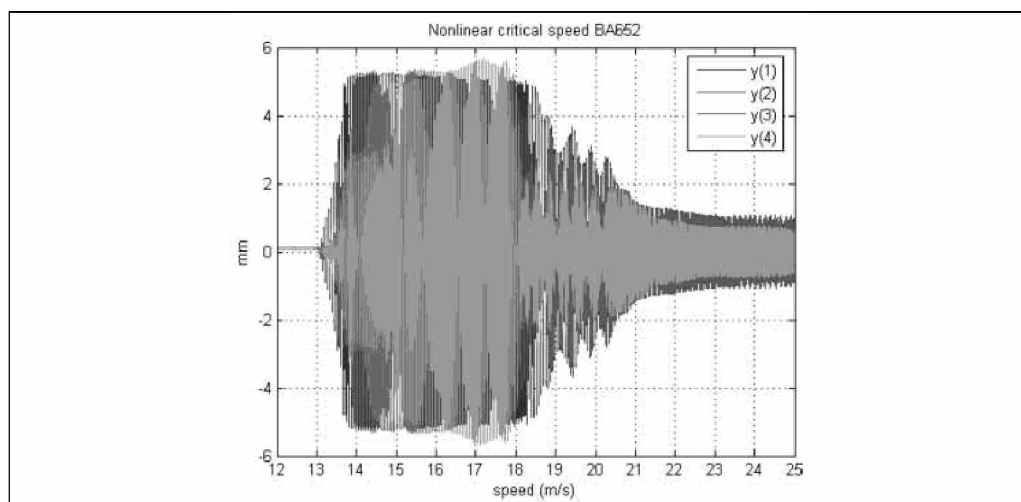
$v$  on nopeus, [m/s]

Mikäli kuvan 25a mukaisessa siniliikkeessä olevan pyöräkerran nopeutta kasvatetaan riittävästi liikkeen aallonkorkeus ( $y_o$ ) kasvaa maksimiarvoonsa, eli puoleen raidevälyksestä, jolloin syntyy laippakosketus kiskon ja pyörän välille. Laippakosketuksen seurauksena telin ohjaava pyöräkerta alkaa heilahdella kiskojen välillä, eli liike muuttuu kuvan 25b mukaiseksi pyöräkerran epästabiiliksi liikkeeksi (*hunting movement*), jossa aallonkorkeus ( $y_o$ ) on puolet raidevälyksestä ja aallonpituus ( $L$ ) pienenee. Aallonpituuden pienentyessä pyöräkerran liikkeen taajuus ( $f$ ) kasvaa noin 4 Hz:iin. [1]



Kuva 25. a) pyöräkerran siniliike raidevälyksessä ja b) laippakosketuksellisen pyöräkerran epästabiili siksak-liike (hunting movement) [18].

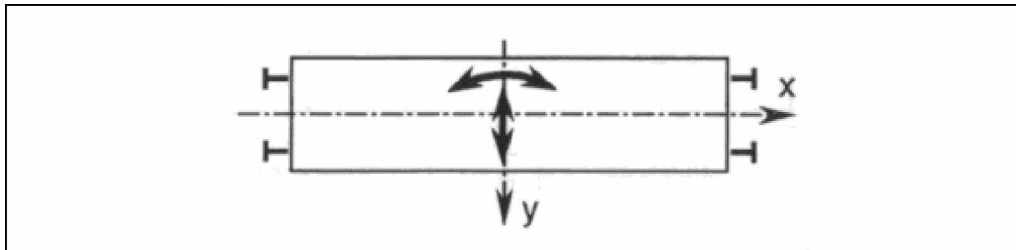
Nopeutta, jolla epästabiili liike syntyy, kutsutaan kriittiseksi nopeudeksi (*critical speed*). Vaunun kriittinen nopeus riippuu sekä kaluston että raiteen ominaisuuksista [33]. Vaunulle ominainen kriittinen nopeus kehittyy varsin pienen nopeusvälin aikana [33]. Kuvassa 26 on nähtävissä esimerkki vaunun kriittisen nopeuden saavuttamisesta. Kriittinen nopeus kehittyy pienellä nopeusvälillä ja siihen vaikuttaa erityisesti telin vaakasuuntainen jousitus. Epästabiilissa kulussa on huomioitava se, että se loppuu vasta alemmalla nopeudella kuin missä se on kehittynyt [33].



Kuva 26. Esimerkki vaunusta mitatuista sivusuuntaisista siirtymistä nopeuden funktiona. Kriittinen nopeus on saavutettu noin 13 m/s nopeudessa. [34]

Vaunun epästabiililla kululla voidaan tarkoittaa vaunurungon (kuva 27), telin tai pyöräkerran (kuva 25b) epästabiilia liikettä. Merkittävimmät tekijät vaunun ajovakauden kannalta ovat tehollinen kartiokkuus sekä akseli- tai telirakenne sekä sen kunto [35].

Kaksiakselisten vaunujen pyöräkertojen epästabiili liike tapahtuu tavallisesti 4-8 Hz:n taajuudella, kun vastaavasti vaunurungon epästabiili liike esiintyy tavallisesti 1,5-3 Hz:n taajuudella [30]. Vaunurungon epästabiili liike syntyy yleensä alhaisemmillä nopeuksilla kuin pyöräkertojen epästabiili liike [30]. Vaunurungon epästabiili liike voi aiheuttaa rataa lisäkuormituksia ja vaurioittaa kuljetettavaa materiaalia [30].



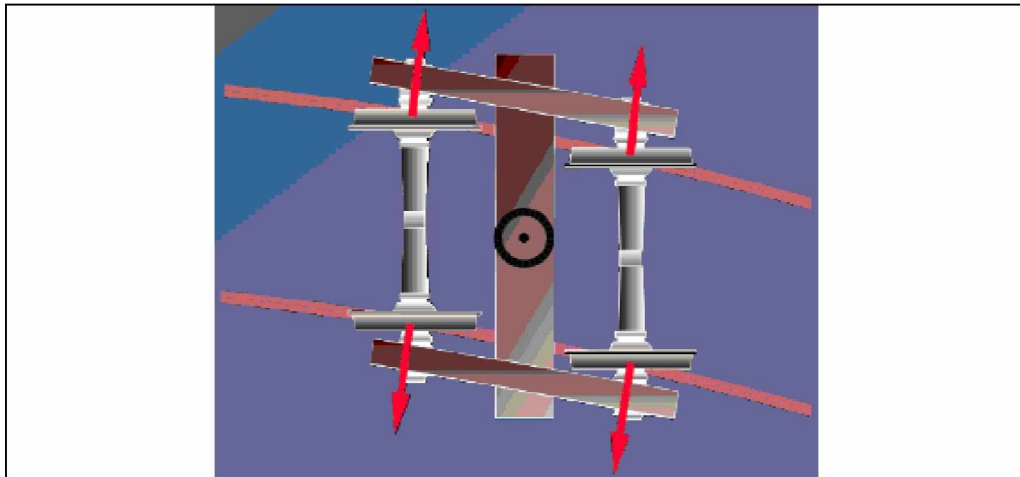
Kuva 27. Epästabiili liike aiheuttaa vaunuun mm. keinuntaa (sway) ja edestakais-  
ta kulmaliikettä eli kääntyilyä (yaw) [32].

### Kaarrekäyttäytyminen

Käytettävissä olevassa kirjallisuudessa on paneuduttu ensisijassa kolmeosaisiin telimalleihin, joissa on suuria eroja niin rakenteessa kuin toimivuudessa. Kolmiosaiset telimallit voidaan jakaa karkeasti kolmeen eri ryhmään: tavanomaisiin, parannetun ohjautuvuuden teleihin ja ohjattuihin teleihin.

*Tavanomaisen* kolmiosaisen telin ongelmakohtia on useita [2]. Ajovakaus on heikko suurilla liikennöintinopeuksilla ja kaarrekäyttäytyminen on heikkoa johtuen telirakenteen suuresta kiertöjäykkyydestä sekä suhteellisen alhaisesta leikkausjäykkyydestä. Tavanomaisella kolmiosaisella telillä alhainen leikkausjäykkyys johtuu telirungon alhaisesta jäykkyydestä, jonka seurauksena pyöräkertojen keskenään erisuuntainen sivuttaissiirtymä muuttaa telirungon suunnikkaan muotoiseksi, mikä tarkoittaa telin kieroutta (*warp*). Kuvassa 28 esitetään tilanne, jossa teli ei ole kääntynyt kaarteessa raiteen suuntaiseksi vaan telirunko on muuttunut suunnikkaan muotoiseksi. Kuvan 28 mukainen tilanne aiheuttaa hyökkäyskulman pyöräkertojen ja raiteen välille samalla lisäten voimia pyörien ja kiskojen välille [2],[36]. Tavallinen kolmiosainen teli pystyy ohjautumaan kaarresäteeltään noin 900 metrin kaarteeseen läpi ilman laippakosketusta (*flange contact*) [16].

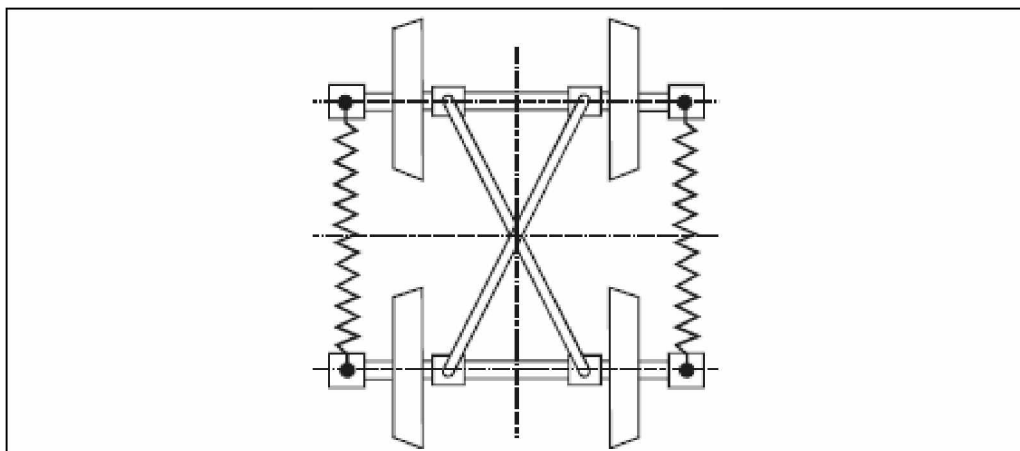




Kuva 28. *Telirungon alhaisesta jäykkyydestä ja liiallisesta kiertovastuksesta (rotational resistance) aiheutuva telirungon muuttuminen suunnikkaan muotoiseksi ja tästä syntyvä ongelmatilanne kaarteissa [17].*

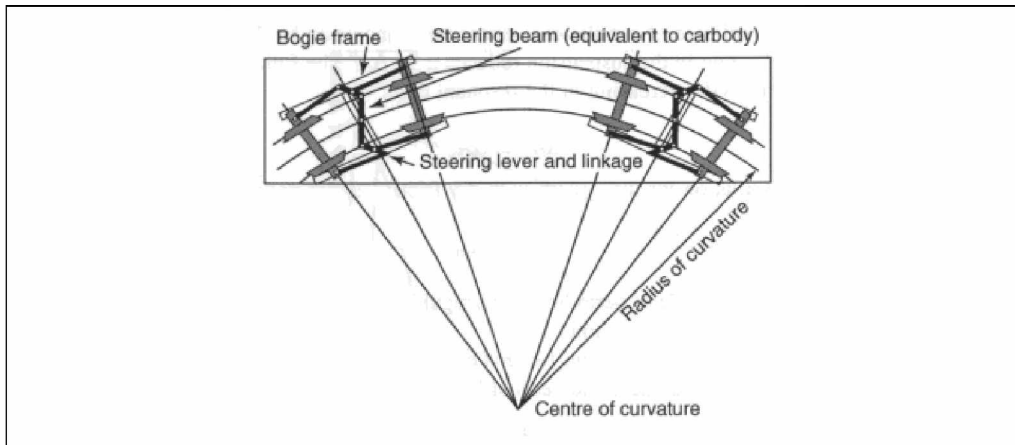
Tavanomaisen kolmiosaisen telirungon jäykkyyttä voidaan kuitenkin kasvattaa erilaisilla lisärakenteilla esimerkiksi ristitukien avulla [36]. Ristitukien asettaminen pyöräkertojen välille mahdollistaa telirungon jäykkyydestä riippumattoman leikkausjäykkyyden [2]. Ristituennan avulla ohjautumisen kannalta epätoivotun suurta kiertojäykkyyttä voidaan pienentää alentamatta leikkausjäykkyyttä, mikä mahdollistaa telille paremmat ajo-ominaisuudet etenkin kaarteissa [2]. Tällaisia telimalleja ovat ns. parannetun ohjautuvuuden ja ohjatut telimallit [2].

*Parannetun ohjautuvuuden (self steered / improved steering)* kolmiosaiset telit kykenevät ohjautumaan kaarresäteeltään noin 300 metrin kaarteeseen läpi ilman laippakosketusta [16]. Kuvassa 29 esitetään periaatekuva parannetun ohjautuvuuden cross-anchor-telistä. Cross-anchor-telin laakeripesissä (*axleboxes*) on kumiset vaimentimet (*rubber shear pads*), jotka määrittävät kiertojäykkyyden. Laakeripesien ristiintuenta puolestaan mahdollistaa telirakenteesta riippumattoman leikkausjäykkyyden. [2]



Kuva 29. *Periaatekuva parannetun ohjautuvuuden cross-anchor telistä [2].*

*Ohjattu (steered)* kolmiosainen teli kykenee ohjautumaan kaarresäteeltään jopa noin 150 metrin kaarteeseen läpi ilman laippakosketusta [16]. Ohjatun telin erinomaiset kaarreominaisuudet perustuvat kuvan 30 mukaiseen pyöräkertojen kääntymiseen kaarresäteen mukaan [2]. Vaunurungon, telin ja pyöräkerran välisen liitoksen myötä pyöräkerta kääntyy telin kääntyessä vaunurungon suhteen. Pyöräkertojen kääntyessä kaarteeseen suhteen pyöräkerran ja kiskon välinen kohtauskulma (*angle of attack*) jää pieneksi, jolloin kaarreaajossa ei synny laippakosketusta pyörän ja kiskon välille [32].



Kuva 30. Ohjatun telin kaarrekäyttäytyminen [32].

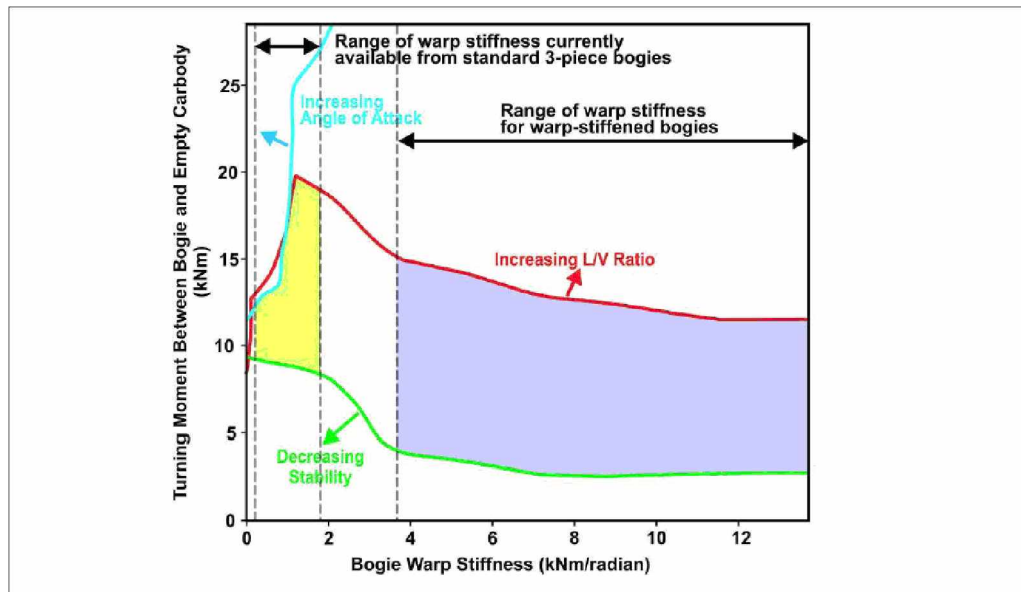
Vaikka teli kykenisi ohjautumaan erittäin pienisäteisessä kaarteessa, pelkästään se ei takaa vaunun hyvää kaarrekäyttäytymistä. Pyöräkerran ja raiteen kehittämän vierintäsäde-eron on oltava riittävän suuri, jotta telin ohjaavaan pyöräkertaan kohdistuisi riittävän suuri ohjausvoima kääntämään pyöräkertoja ja teliä kaarteeseen suuntaisiksi. Mikäli riittävää ohjausvoimaa ei muodostu, syntyy pyörän ja kiskon välille laippakosketus. Jos pyöräkerran ja raiteen välille ei kehity riittävän suurta vierintäsäde-eroa, laippakosketus voi muodostua koko kaarteeseen matkalle. Tämän vuoksi tehollisen kartiokkuuden täytyy olla riittävän suuri. [16]

#### Ajovakaus ja kaarrekäyttäytyminen yhdessä

Telikeskiön ja vaunun rungon välisellä kiertovastuksella (rotational resistance) on vaikutus telin ajovakauteen ja kaarreominaisuuksiin. Kiertovastus toteutetaan tavallisesti kitkarakenteena, mutta sitä voidaan tehostaa tai se voidaan korvata jousi- tai hydraulivastuksella. [2]

TTCI:n tutkimusten [36] mukaan kiertovastuksella sekä telirungon jäykkyydellä telin kieroutta vastaan (*warp stiffness*) on yhteisvaikutus vaunun ajovakauteen ja kaarrekäyttäytymiseen. Kuvassa 31 esitetään tavanomaiselle ja runkojäykistetylle (*warp stiffened*) kolmiosisaisille teleille soveliaimmat arvot niin kiertovastuksen kuin telirungon jäykkyyden suhteen. Parannetun ohjautuvuuden kolmiosisaiset telit ovat tavanomaisesti runkojäykistettyjä. Kuvassa 31 tavanomaiselle kolmiosisaiselle telille sovelias arvoalue on merkitty keltaisella pohjavärillä, kun vastaavasti runkojäykistetylle kolmiosisaiselle telille sovelias arvoalue on merkitty harmaalla pohjavärillä. Arvoalueiden laajuuksien perusteella voidaan todeta tavanomaisten kolmiosisaiden telien vaativan tiheimmän huoltovälin kuin runkojäykistetyt telit, mikäli ajo-ominaisuudet halutaan

pitää hyvinä. Kuvan 31 tulokset on mitattu 350 metrin kaarresädetä, kuormaamaton-  
ta vaunua ja 110 km/h ajonopeutta käyttäen [36].



Kuva 31. Tavanomaiselle ja runkojäykistetyille kolmiosaisille teleille soveliaat teli-  
rungan jäykkyydelle telin kieroutta vastaan (warp) ja niitä vastaavat soveli-  
aat kiertovastukset (turning movement). Keltaisella ja harmaalla korostetut  
alueet ovat vaunun ajo-ominaisuuksien kannalta suotuisia. [36]

### 2.2.5 Pyöräviat

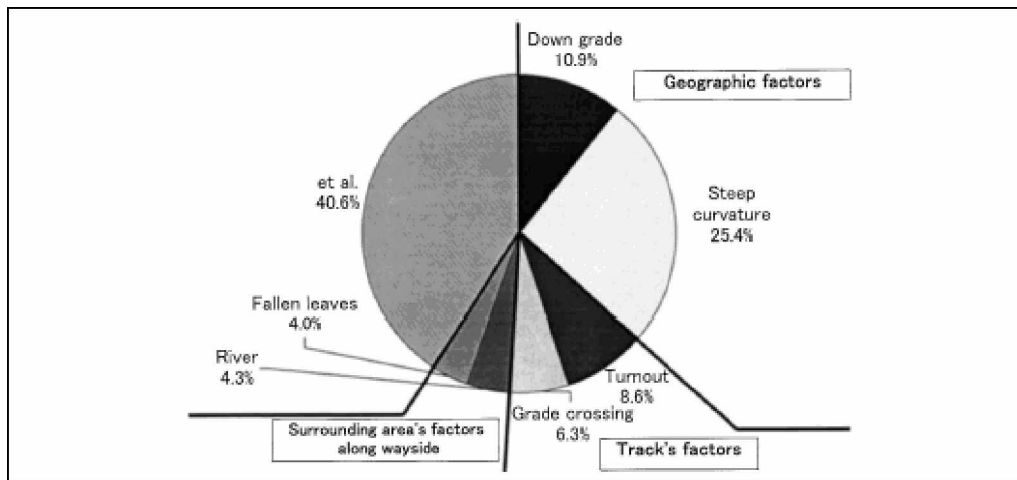
Tavallisimpia junan pyörissä havaittuja vikoja ovat kulkupinnan lohkeilu, lovet ja mo-  
nikulmaisuus [8]. Pyörävikojen vuoksi sekä raiteeseen että liikennöivään kalustoon  
kohdistuu normaalia suurempia voimia [8]. Vikojen synnyttämien kuormituslisien  
vaikutusta rataa ja kalustoon tarkastellaan tarkemmin luvussa 3.

*Lovipyörä* syntyy tavallisesti pyörän nopeasta lämpenemisestä johtuen pyörän liuku-  
essa pituussuunnassa kiskoa pitkin (*spalling*) [36]. Pyörä lämpenee kosketuskohdasta  
kuumaksi, jolloin materiaali saavuttaa austenisaatiolämpötilan [4]. Tämän jälkeen  
lämmennyt pyörän kohta jäähtyy nopeasti lämmön johtumisen seurauksena [4]. No-  
pea lämpötilan lasku saa aikaan karkaisua vastaavan lämpökäsittelyn, jonka seurauk-  
sena kehittyvän pyöräloven kohdalle syntyy hauras martensiittinen rakenne [4]. Pyö-  
rän pinnalta hauraampi materiaali lohkeilee pois, minkä seurauksena pyörälovi syntyy  
[4]. Pyörän liukumistilanne syntyy joko lukkojarrutustilanteessa tai jarrujen jäädessä  
päälle liikkeellelähdessä. [8]. Pyörän liukumistilanne syntyy tavallisesti kiskon ja pyö-  
rän välisen kitkan ollessa alhainen. Tyhjillä ja kevyillä vaunuilla pyörä liukuu her-  
kemmin kiskolla [36].

Canadian National Railways (CN) tekemien tutkimusten mukaan talviaikaan pyörävi-  
kojen ilmaantumistiheys on kesäaikaan verrattuna noin kymmenkertainen (Klegg &  
Blevins, 1996). Sama kausittainen suuntaus havaittiin myös jarrukengän kulumisessa,  
kuumenneissa ja irtipalaneissa laakereissa sekä rikkoutuneissa pyörissä ja kiskoissa.  
[17]

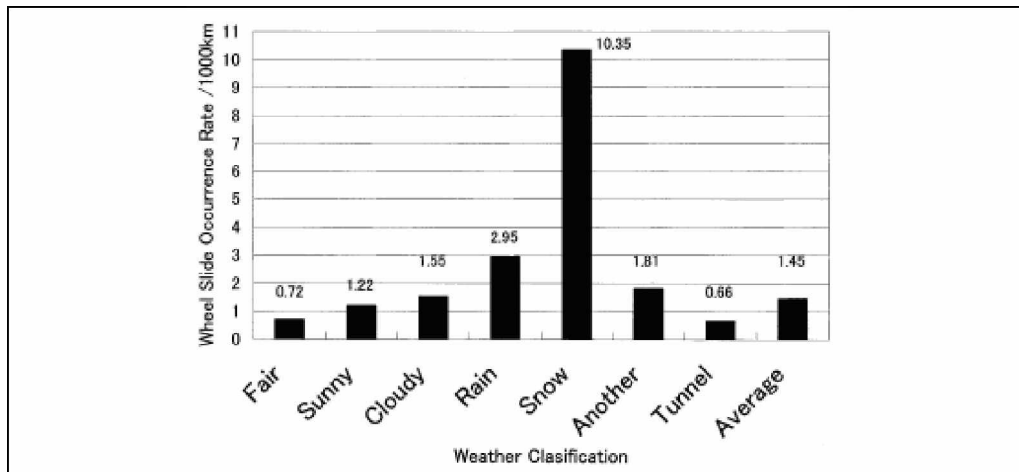
Tanabe, et al. [37] tekemässä tutkimuksessa mitattiin eri olosuhteiden vaikutusta tietyllä rataosuudella liikennöivän matkustajajunan pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen. Tutkimuksessa selvitettiin mm. radan ympäristötekijöiden, rataosuuden geometrian ja sääolosuhteiden vaikutusta pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen. [37]

Tutkimuksen ensimmäisessä osiossa tarkasteltiin rataosuuden ja sen ympäristön vaikutuksia pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen siten että sääolosuhteiden vaikutus oli poistettu. Rataosuuden ympäristötekijöillä on merkittävä paikallinen vaikutus pyörien liukumistilanteiden esiintymiseen, sillä kiskoille pudonneet lehdet ja vesistön aiheuttama kosteus pienentävät pyörän ja kiskon välistä kitkakerrointa, jonka vuoksi pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheys kasvoi merkittävästi niiden vaikutuksen alaisilla rataosilla. Paikallisista olosuhteista johtuen lehtien ja vesistön aiheuttaman kosteuden vaikutus jäi koko rataosuuden tasolla varsin alhaisiksi (kuva 32). Putoilevien lehtien vaikutus on kuitenkin suuri syksyllä eli ns. lehtikelin aikana, sillä lehtien putoilu painottuu lyhyelle jaksolle. Radan geometrian vaikutukset olivat kyseisellä rataosuudella merkittävät, sillä noin 50 % (kuva 32) pyörien liukumistilanteista aiheutui niiden vaikutuksesta. Muita syitä pyörien liukumistilanteiden syntyyn oli mm. veturikuljettajan virheellinen toiminta sekä monet muut tuntemattomaksi jääneet seikat, joiden yhteisvaikutus pyörien luiston syntyyn oli kokonaisuudessaan noin 40 % (kuva 32). [37]



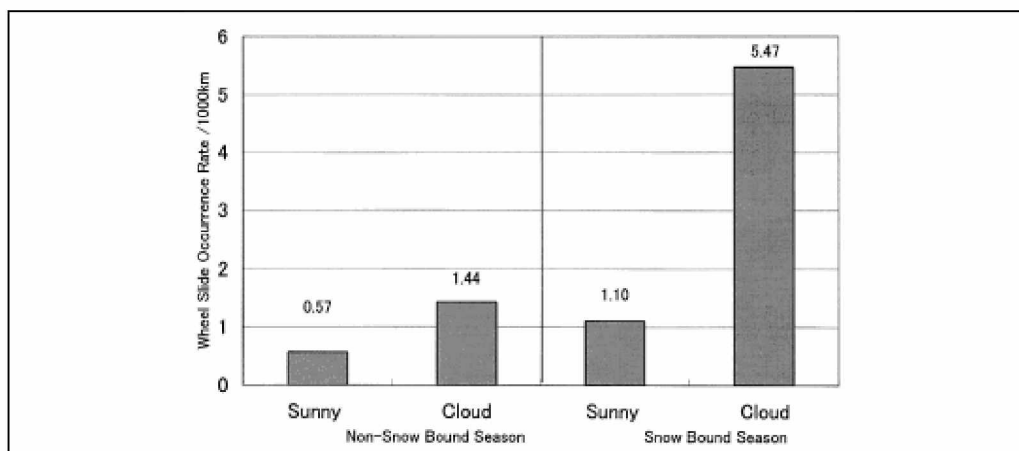
Kuva 32. Radan geometrian (geographic & track's factors), ympäristöolosuhteiden (surrounding area's factors) ja muiden tuntemattomiksi jääneiden seikkojen (et al.) (mm. veturikuljettajan virheellinen toiminta) osuudet pyörien liukumistilanteiden esiintymisissä [37].

Sääolojen vaikutus pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen oli merkittävä etenkin vesi- ja lumisateessa (kuva 33). Vesisateen aiheuttaman pyörän ja kiskon välisen kitkakertoimen pieneneminen lisäsi pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyden noin nelinkertaiseksi poutaiseen keliin nähden. Vastaavasti lumisateen aiheuttama pyörän ja kiskon välisen kitkakertoimen pieneneminen kasvatti pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyden noin kymmenkertaiseksi poutaiseen keliin verrattuna. [37]



Kuva 33. Sääolon vaikutus pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen [37].

Tutkimuksessa selvitettiin myös raiteella olevan lumen vaikutusta pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen. Raiteen sääolot jaettiin neljään osioon: lumettomaan raiteeseen aurinkoisella, lumettomaan raiteeseen pilvisellä, lumiseen raiteeseen aurinkoisella ja lumiseen raiteeseen pilvisellä säällä. Näiden sääolojen vaikutus pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen on esitetty kuvassa 34. [37]



Kuva 34. Raiteen eri sääolojen vaikutus pyörien liukumistilanteiden esiintymistiheyteen [37].

Kuvasta 34 voidaan havaita lumisen kelin lisäävän erityisesti pyörien liukumistilanteita pilvisellä säällä, sillä lumi on oletettavasti tällöin irtonaisempaa aurinkoiseen keliin nähden, jolloin se myös ajautuu helpommin pyörän ja kiskon välille alentamaan kitakerrointa. Tämän vuoksi raideliikenteen tulisi, edellä mainituissa ongelmallisissa sääoloissa ja ongelmallisilla rataosilla, tehdä nopeudenmuutokset entistä varovaisemmin lovipyörien ja ympärilyöntien ehkäisemiseksi.

Lovipyöriä esiintyy tavallisimmin tavaravaunuissa, sillä niiden jarrujärjestelmä on varsin yksinkertainen ja kokonaismassa vaihtelee paljon [8]. Kuormaamattoman ja kuormatun vaunun suuren painoeron vuoksi vaunulle sopivaa jarrutusvoimaa on hankalaa tuottaa yksinkertaisella jarrutusjärjestelmällä, minkä vuoksi jarrutusvoima on

välillä liian suuri [8]. Tästä voi seurata lovipyöriä synnyttävä lukkojarrutus [8]. Lukkojarrutuksen pituudella ei ole havaittu olevan erityisen suurta vaikutusta syntyvän loven pituuteen, sillä 5 sekunnin lukkojarrutuksella syntyy noin 40 mm pituinen lovi, kun vastaavasti 25 sekunnin lukkojarrutuksella syntyvä lovi on noin 50 mm pituinen [8]. Loven syvyyteen jarrutuksella on suurempi vaikutus, sillä laskennallisesti 50 mm pituinen lovi on noin 50 % syvempi kuin 40 mm pituinen lovi tavanomaisella pyörällä.

*Pinnan kuoriutuminen (shelling)* aiheutuu vierintäväsymisestä (*Rolling contact fatigue*), jonka aiheuttavat suuret pyörän ja kiskon väliset luistosta aiheutuvat voimat (*creepage*). Pinnan kuoriutuminen lisääntyy, kun vettä tai muuta vastaavaa alhaisen viskositeetin nestettä jää loukkuun pinnan halkeamiin. [36]

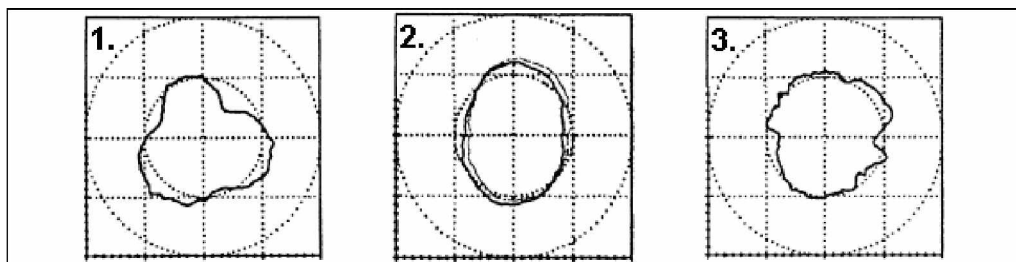
Kiertöjäykkyydeltään joustavan rakenteen on todettu vähentävän vierintäväsymistä [38]. Pyörän pinnan kuoriutumisen on todettu olevan Pohjois-Amerikan hiilivaunuissa erityisen ankaraa, sillä niihin muodostuu pinnan kuoriutumisesta aiheutuva pyörävika noin 10-kertaa tavallisia tavaravaunuja yleisemmin [36]. Syy tähän voisi olettaa johtuvan hiilivaunun tavanomaista suuremmasta akselipainosta sekä pidemmästä telikeskiöiden välistä, jonka vuoksi teliltä vaadittu kääntymiskulma (kuva 19) on tavanomaista suurempi, jolloin telirunko voi kieroutua (*warp*) tavanomaista helpommin.

Pyörän pinnasta voi kuoriutua ainetta pois myös materiaaliviasta johtuen. Materiaalivirhe voi syntyä jo valmistusvaiheessa, mutta tavallisimmin se syntyy käytön aikana. Pinnan kuoriutuminen aiheuttaa pyörän vaippaan pinta-alaltaan 200–1500 mm<sup>2</sup> suuruisen ja syvyydeltään 1–5 mm syvyisen kuopan. [8]

*Pinnan hilseily (scaling)* syntyy samanlaisista materiaalivirheistä, kuin pinnan kuoriutuminen, mutta hilseilyksi katsotaan pienempien materiaalipartikkelien irtoamiset pyörän vaipasta. Hilseilyyn johtavat viat syntyvät yleensä pyörien sutiessa tai niiden liukuessa hitaasti jarrutustilanteessa. Hilseilyä esiintyy eniten kevyillä akselipainoilla. [8]

*Pyörän pinnan aaltoilun (corrugation)* pääasialliseksi aiheuttajaksi on todettu jarrukengän (*brake shoe*) ja pyörän pinnan välinen termomekaaninen vuorovaikutus. Jaksollisen kulumisen aallonpituus ja aallonkorkeus riippuu suurelta osin jarrukengän koosta ja materiaalista. Pyörän pinnan aallonmuodostumista on mahdollista pienentää käyttämällä alhaisen kimmomoduulin jarrukengiä. [2]

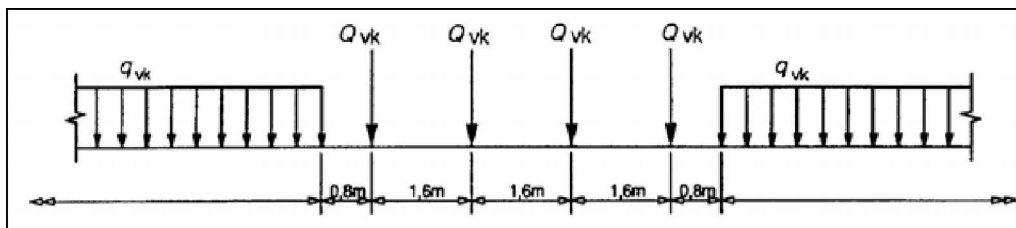
*Pyörien monikulmaisuus* eli polygonisoituminen on pyörän jaksottaista epäpyöreyttä, jota esiintyy vetävissä pyörissä ja levyjarruilla varustetuilla pyöräkerroilla [8]. Pyörän monikulmaisuuden aallonpituus voi vaihdella muutamasta kymmenestä senttimetristä aina pyörän ympärysmittaan asti (kuva 35). Tämän lisäksi pyörissä voi esiintyä esimerkiksi huoltamatta jääneen loven aiheuttamaa epäpyöreyttä.



Kuva 35. 1) kolmijaksoinen 2) kaksijaksoinen 3) jaksoton monikulmainen pyörä. [55]

## 2.3 Radan mitoitusjunakuormat suomessa

Suomessa ratojen *alus- ja pohjarakenteiden* mitoituksessa käytetään RATO 3:n [39] mukaista mitoitusta. Käytettävän pystysuoran junakuorman ominaisarvo saadaan kertomalla kuvan 36 ja taulukon 2 mukaan määräytyvät, paikallaan olevan junan aiheuttamaa staattista kuormaa vastaavat nauha- ja akselipainot asianomaisella sysäyskertoimella  $\varphi_v$ . Junakuorman laskenta-arvo saadaan junakuorman ominaisarvosta kertomalla se junakuorman osavarmuusluvulla. [39]



Kuva 36. Eurokoodin mukainen kuormakaavio LM71, jonka nauhakuorman ja akselipainojen suuruudet määräytyvät taulukossa 2 esitettyjen mitoitusakselipainojen mukaan [39].

Taulukko 2. Kuormakaavion LM71 mukaiset kaluston sallitut akselipainot, niiden tunnuksat sekä niitä vastaavat staattiset nauha- ja akselipainojen arvot [39].

Kaluston sallittu akselipaino (kN)	Mitoituskuormakaavion tunnus	Mitoituskuormakaavion nauhakuorma $q_{vk}$ (kN/m)	$\Delta q_{vk}$ (kN/m)	Mitoituskuormakaavion akselikuormat, $Q_{vk}$ (kN)
170	LM71-17	60	58	188
225	LM71-22,5	80	76	250
250	LM71-25	88	84	275
300	LM71-30	106	102	333
350	LM71-35	120	111	370

Uusien ratojen suunnittelussa käytetään sysäyskerroimen arvoa  $\varphi_v = 1,25$ . Olemassa olevien ratojen suunnittelussa sysäyskerroimelle  $\varphi_v$  käytetään liikennöintiinopeudesta ja radan kunnossapitotasosta riippuvaa arvoa. Sysäyskerroin lasketaan kaavan 2-7 ja taulukon 3 mukaan. [39]

$$\phi_v = \begin{cases} 1 + n \cdot \left( 1 + 0,5 \frac{V - 60}{K_i} \right), & \text{kun } V > 60 \text{ km/h} \\ 1 + n, & \text{kun } V \leq 60 \text{ km/h} \end{cases} \quad (2-7)$$

$n$  on rataosan kunnossapitotasosta taulukon 3 mukaisesta riippuva kerroin

$V$  on kyseessä olevan junatyyppin liikennöintinopeus rataosalla, [km/h]

$K_i = 80$  tavarajunilla ja  $K_i = 190$  matkustajajunilla

Taulukko 3. Rataosan kuntoluokka, kunnossapitotaso ja  $n$ -kerroin [39].

Rataosan kuntoluokka	Kunnossapitotaso	Kerroin $n$
Korkea kunnossapitotaso	1A, 1AA	0,15
Normaali kunnossapitotaso	1-4	0,2
Alhainen kunnossapitotaso	5-6	0,25

RATO 3:ssa edellytetään että radan suunnittelussa on huomioitava junan keskeiskiihtyvyydestä aiheutuvat *vaakakuormat* pohjanvahvistusten ja pohjarakenteiden suunnittelun yhteydessä. Paalulaattojen ja maanpainerakenteiden mitoituksessa on huomioitava keskeiskiihtyvyydestä ja vaakasuuntaisesta sysäyksestä aiheutuvat voimat. [39]

Uusien *rautatiesiltojen suunnittelussa* käytetään LM71-35 mukaista kuormakaaviota. Junakuorman pystysuora sysäyslisä kuormakaavioon LM71-35 saadaan kertomalla LM71-35 sysäyskertoimella  $\phi_i$ , joka määräytyy kaavojen 2-8 ja 2-9 mukaan. Laskennassa käytetään tavallisimmin kaavaa 2-8. Sysäyskertoimien arvot ovat  $1,00 \leq \phi_2 \leq 1,67$  ja  $1,00 \leq \phi_3 \leq 2,00$ . [40]

$$\phi_2 = \frac{1,44}{\sqrt{L_\phi} - 0,2} + 0,82 \quad (2-8)$$

$$\phi_3 = \frac{2,16}{\sqrt{L_\phi} - 0,2} + 0,73, \text{ joissa} \quad (2-9)$$

$L_\phi$  on laskennassa käytettävä jännemitta, [m]

RATO 11:n [22] mukaan rakennettavat *raiteet* on mitoitettava siten, että julkaisussa: "Junaturvallisuussäätöön liittyvät tekniset määräykset ja ohjeet (Jtt)" [41], joka on nykyisin korvattu julkaisulla "Rataverkon kuvaus" [42], sallittuja nopeuksia ja staattisia akselipainoja voidaan käyttää lukuun ottamatta radan geometriasta johtuvia rajoituksia. Rakennettavien raiteiden mitoituksessa on huomioitava junaliikenteestä syntyvät poikittaissuuntaiset voimat, jotka määräytyvät kaavan 2-10 mukaisesti. [22]



$$\sum Y_{(2m)} = 10 + \frac{11 \times P_r}{3}, \text{ missä} \quad (2-10)$$

$\sum Y_{(2m)}$  on poikittaissuuntainen kuormitus, [kN]

$P_r$  on Rataverkon kuvauksen mukainen kullekin rataluokalle sallittu nimellinen staattinen akselipaino, [t]

RATO 11:n mukaan suurin sallittu dynaaminen pystysuuntainen pyöräkuorma on 200 kN. Dynaamisen pyöräkuorman raja-arvo riippuu radan päällysrakenteesta taulukon 4 mukaisesti, kun nopeus on alle 200 km/h. Nopeuden ollessa yli 200 km/h taulukon 4 rataluokan D dynaamisen pyöräkuorman raja-arvot määräytyvät taulukon 5 mukaan. Dynaamisen pyöräkuorman oletetaan hyväkuntoisella radalla olevan kuormakertoimen verran staattista kuormitustilannetta suurempi. Kuormakertoimen on oletettu vaihtelevan 1,5–2,0 välillä nopeuden vaihtuessa vastaavasti 60–250 km/h välillä. Kunkin kalustotyyppin pyöräkuormien raja-arvot varmistetaan tyyppihyväksyntämenettelyn yhteydessä koeajoin. [22]

Taulukko 4. Dynaamisen pyöräkuorman raja-arvot rataluokittain [22].

Rataluokka	Kiskopaino	Pölkkytys	Tukikerros	Dynaaminen pyöräkuorma $Q_{\max}$ (kN)
A	K30	puu	raidesora, raidesepeli	100
B <sub>1</sub>	K43, K60, 54 E1	puu	raidesora	140
B <sub>2</sub>	K43, K60	kaikki	raidesepeli	150
C <sub>1</sub>	54 E1	puu, betoni ennen vuotta 1987 valmistetut	raidesepeli	170
C <sub>2</sub>	54 E1	puu, betoni vuonna 1987 ja myöhemmin valmistetut	raidesepeli	185
D	60 E1	betoni	raidesepeli	200

Taulukko 5. Rataluokan D nopeudesta riippuvat dynaamisen pyöräkuorman raja-arvot, kun nopeus on yli 200 km/h [22].”

Nopeus (km/h)	Dynaaminen pyöräkuorma (kN)
201-250	180
251-300	170
> 300	160

RATO 11 [22] määrittää tavara- ja henkilövaunujen suurimmat sallitut akselipainot sekä liikennöintinopeudet radan päällysrakenneluokittain. Rataluokassa D tavaravaunujen suurin sallittu staattinen akselipaino on 250 kN ja sitä vastaava suurin sallittu liikennöintinopeus on 100 km/h. Akselipainon pienentyessä 200 kN:iin suurin sallittu liikennöintinopeus kasvaa 200 km/h:iin. [22]

Suurimmat sallitut akselipainot ja nopeudet on esitetty RATO 11:ssä *pölkkytyypin ja kiskoprofiilin* mukaan. RATO:issa kiskoille ja pölkyille ei määritetä mitoituskuormia muuten kuin kiskon pitkittäiskuormien osalta.

Vuodenajan vaihtelulla on erityisen suuri vaikutus raiteeseen kohdistuviin *pitkittäiskuormiin* (veto- ja puristusvoimiin) lämpötilavaihteluiden vuoksi. Tästä syystä raitei-

den suunnittelussa on huomioitava taulukon 6 mukainen kahden kiskon tuottama lämpövoima. Kalustosta aiheutuu raiteeseen myös pitkittäiskuormia, jotka syntyvät kaluston jarrutuksen, kiihdytyksen, mäen nousun ja kulunvastuksen seurauksena. Kaluston jarrutusvoima saa olla tasaisella radalla noin 25 % staattisesta painosta, eli enintään noin 20 kN/m. [22]

*Taulukko 6. Kiskon suurimmat lämpövoimat [22].*

Kiskopituus	Kiskoprofiili	Vetoa (talvi) (kN)	Puristusta (kesä) (kN)
Lk-raide	K43	91	91
	54 E1	114	114
Pk-raide	K43	350	350
	54 E1	437	437
	60 E1	485	485
Jk-raide	K43	1502	1133
	54 E1	1872	1412
	60 E1	2077	1567

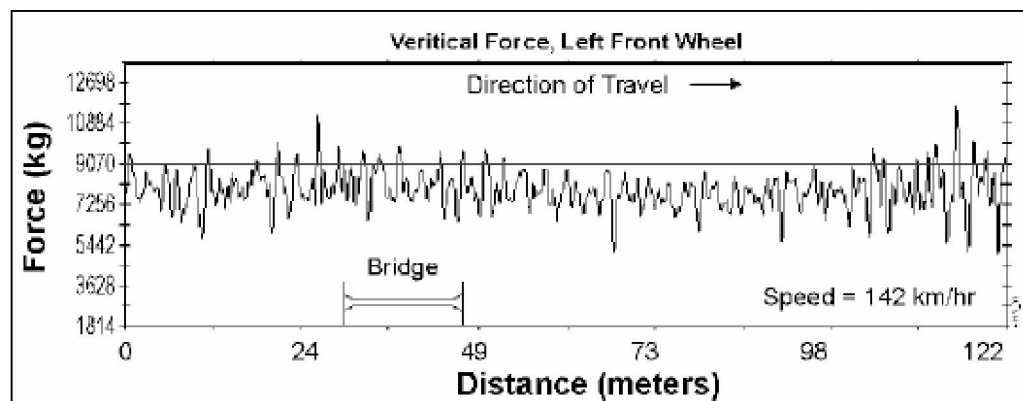
Suomen rautatieverkolla liikkuva kalusto on hyväksytty Liikkuvan kaluston teknisten määräyksien ja ohjeiden (LIMO) mukaisesti. LIMO 1 [43] määrää suurimmaksi sallituksi kaluston rataa kuormittavaksi dynaamiseksi pyöräkuormaksi 170 kN. LIMO 1:ssä määrätty suurin sallittu dynaaminen pyöräkuorma on pienempi kuin vastaava arvo RATO 11:sta, joka on 200 kN. Liikkuvan kaluston hyväksymismenettelyä tarkastellaan lähemmin luvussa 4.

## 3 Dynaamiset kuormitustekijät

### 3.1 Dynaaminen kuormitus

Dynaaminen kuorma muodostuu liikkeen ja kontaktipinnan epätasaisuuden seurauksena. Epätasaisuudet ovat aallonpituudeltaan joko lyhyitä tai pitkiä ja ne aiheuttavat junaan ja rataan korkea- tai matalataajuuksisia kuormia junan nopeudesta riippuen.

Kuvan 37 esimerkkimittauksesta voidaan havaita kaluston rataa aiheuttamat matala- ja korkeataajuiset pystysuuntaiset kuormitukset. Korkeataajuiset kuormat näkyvät kuvassa terävinä piikkeinä niitä aiheuttavien lyhytaaltoisten vikojen vuoksi, kun taas matalataajuiset kuormitukset näkyvät pidempiaikaisina kuormakeskiarvon muutoksina mm. niitä aiheuttavien pidempiaaltoisten jäykkyysvaihteluiden takia. Matalataajuisien (0–20 Hz) kuormien synnyttäjänä voidaan pitää kaluston jousitettua massaa, kun vastaavasti korkeataajuiset (20–125 Hz) kuormat aiheutuvat pääasiassa jousittamattomasta massasta. [1]



Kuva 37. Esimerkki liikkuvan kaluston pyörästä mitatun pystysuuntaisen voiman vaihtelusta [44].

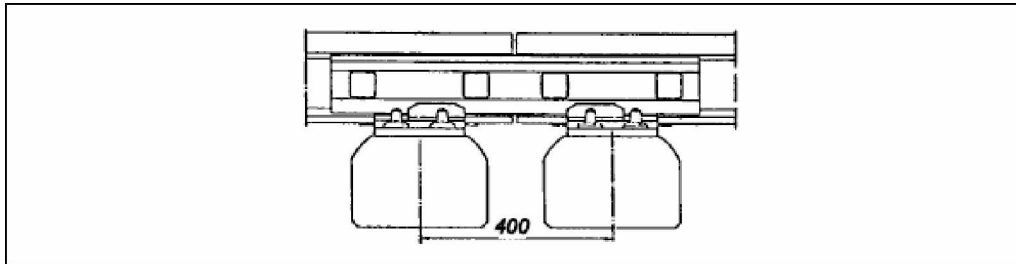
### 3.2 Dynaamisten kuormitusten aiheuttajat

#### 3.2.1 Radan rakenteelliset tekijät

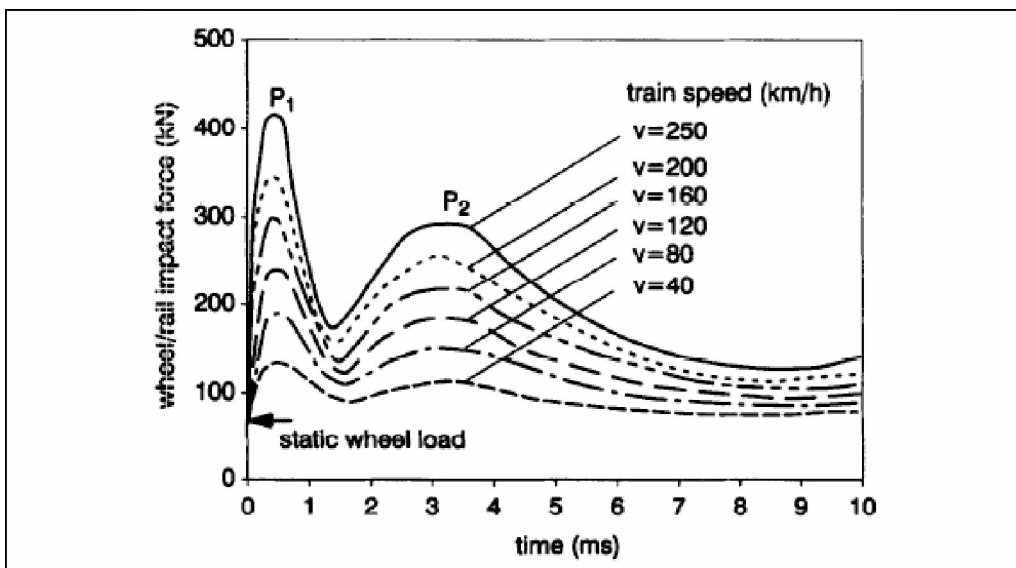
Radan rakenteellisten tekijöiden ja vikojen aiheuttamat dynaamiset kuormituslisät ovat radan rakenteen vaurioitumisen kannalta erittäin ongelmallisia, sillä kyseiset lisäkuormitukset kohdistuvat aina radan samaan kohtaan. Radan rakenteellisista tekijöistä aiheutuu liikkuvaan junaan niin vaaka- kuin pystysuuntaisia kuormituksia. Sivusuuntaiset dynaamiset kuormitukset syntyvät mm. kaarteissa, vaihteissa ja risteyksissä. Työssä keskitytään radan rakenteellisten tekijöiden ja vikojen osalta pääosin pystysuuntaisiin kuormituksiin.

Junan liikkuessa *sidejatkoksen* (kuva 38) yli se aiheuttaa kiskon pinnan epäjatkuudesta johtuen kiskoon iskun, eli dynaamisen kuormituslisän. Pyörän aiheuttama dynaaminen voima jakautuu kuvan 39 mukaisesti kahteen lyhytaikaiseen kuormitus-

piikkiin. Dynaamisen kuormituksen suuruuteen vaikuttaa erityisesti junan nopeus sekä jousittamattoman massan suuruus. Jousittamattoman massan vaikutusta kuvan 39 voimapiikkien suuruuteen käsitellään luvussa 3.2.3. Tutkimuksen [45] mukaan toinen voimapiikki ( $P_2$ ) on ensimmäistä voimapiikkiä ( $P_1$ ) ongelmallisempi radan vaurioitumisen kannalta. Voimapiikin  $P_2$  suurimmat vaikutukset kohdistuvat sepeliin sekä jatkoksen lähellä oleviin ratapölkkyihin. [45]



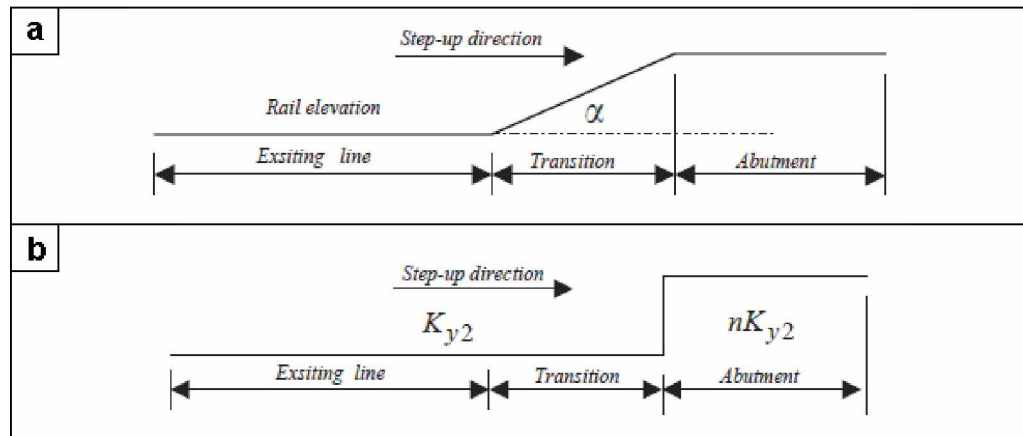
Kuva 38. Sidejatkos [22].



Kuva 39. Mallinnustuloksia kiskoon kohdistuvasta pystyvoimasta junan ylittäessä sidejatkoksen [45].

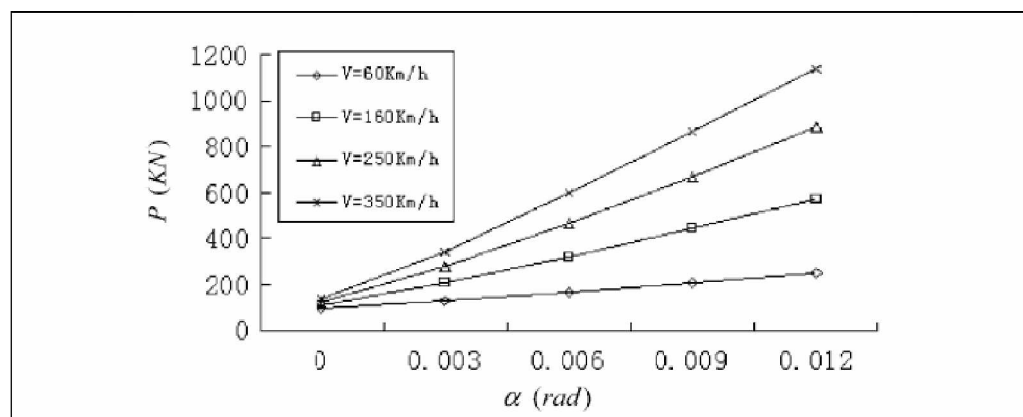
Radan pituussuunnassa esiintyvät *ratapenkereen jäykkyysmuutokset* luovat edellytykset dynaamisen kuormituslisän synnylle. Ratapenkereen pituussuuntaisia jäykkyysmuutoksia esiintyy tavallisimmin kallioleikkauksien ja siltöjen päissä tai muissa vastaavanlaisissa paikoissa. Jäykkyysmuutoksen luoma edellytys dynaamisen kuormituslisän synnylle syntyy siitä, että pehmeämpi ratapenger joustaa junan painon alla jätäkää ratapengertä enemmän. Tämän seurauksena jäykkyysmuutosalueelle kehitty korkeusero, jonka ylityksen seurauksena junan dynaaminen lisäkuormitus kehitty. Ratapenkereen jäykkyysmuutoksen yhteydessä raiteeseen voi myös ajan kuluessa syntyä epätasaisuuskohta johtuen esimerkiksi erilaisten ratapengerrakenteiden erilaisesta painuma- ja muodonmuutuskäyttäytymisestä. [46]

Lei ja Mao [46] ovat tutkineet jähkyysmuutosten yhteydessä rataa kohdistuvia dynaamisia kuormituslisiä. He ovat mallintaneet tietokoneohjelmiston avulla veturin käyttäytymistä ratalinjan pituussuuntaisella jähkyysmuutosalueella. Kuvassa 40a esitetään mallinnuksessa käytetty korkeusaseman muutos ja kuvassa 40b radan jähkydenmuutos radan pituussuunnassa. [46]



Kuva 40. Jähkyysmuutosten mallinnuksessa käytetty a) radan pituussuuntaisen korkeusaseman muutos  $\alpha$  ja b) jähkyiden muutos [46].

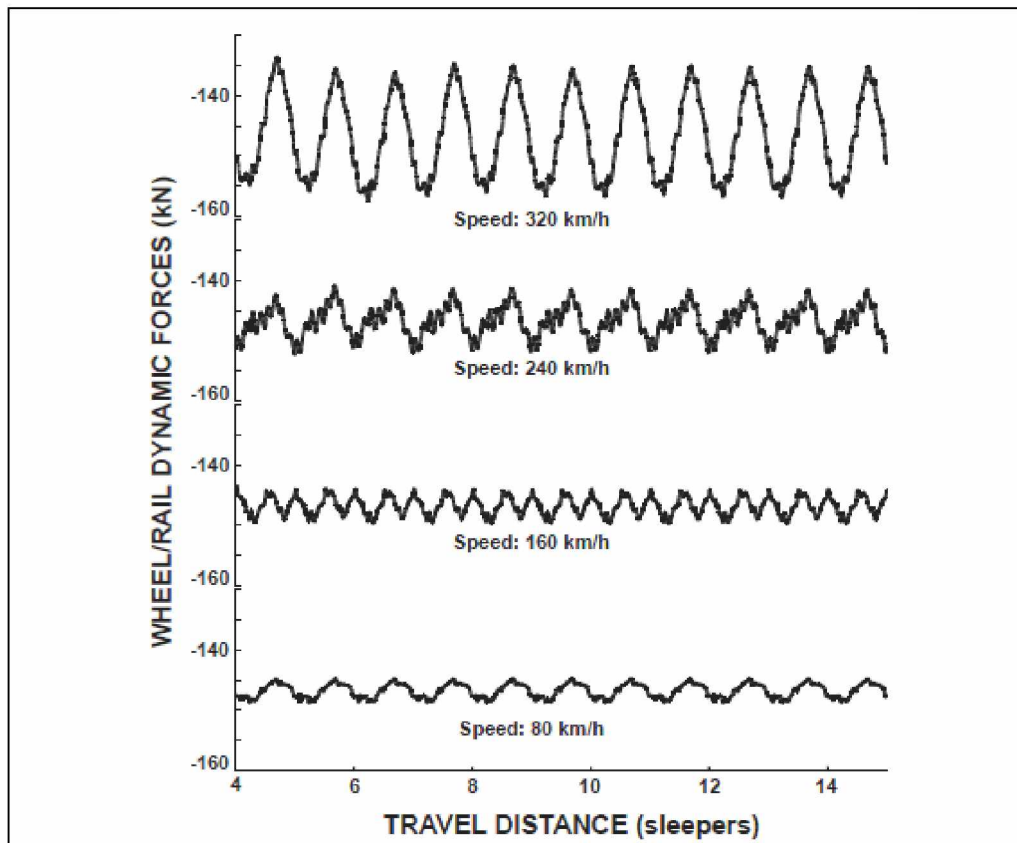
Mallinnustulosten mukaan radan jähkyysvaihtelulla on merkittävät vaikutukset pyörästä kiskoon kohdistuvaan dynaamiseen voimaan. Junan liikkuessa täysin tasaista rataa pitkin 60 km/h nopeudella pyöräkuorma kasvoi 85 kN:sta 123 kN:iin, kun radan jähkyys lisääntyi tavallisen radan jähkyyydestä 10-kertaiseksi. Suuremmalla, 100-kertaisella jähkyysarolla tulokset eivät juuri muuttuneet. Suurimmat hetkelliset voimat syntyivät jähkyysvaihtelun ja radan korkeusaseman muutoksen yhteisvaikutuksesta. Kuvan 41 tulosten mukaan 0,006 radiaanin eli noin yhden asteen nousun ja jähkyysmuutoksen yhteisvaikutus saa 85 kN staattisesta pyöräkuormasta aikaan noin 300 kN suuruisen hetkellisen pyöräkuorman, kun ajonopeus on 160 km/h. [46]



Kuva 41. Mallinnustulos radan pituussuuntaisen nousukulman ( $\alpha$ ) ja 10-kertaisen jähkyysmuutoksen vaikutuksesta eri nopeudella liikkuvan junan pyörän aiheuttamiin dynaamisiin kuormiin, kun staattinen akselipaino on 170 kN [46].

Tutkimuksen tulokset saattavat antaa jäykkyysvaihtelun aiheuttamalle dynaamiselle kuormitukselle hieman liian suuret arvot, sillä ratapenkereen jäykkyys kehittyy käytetyssä mallissa tavanomaisesta 10-kertaiseksi välittömästi. Usein käytössä olevien siirtymärakenteiden vuoksi jäykkyysmuutos ei ole välitön vaan se jakaantuu pidemmälle matkalle.

Ratapölkkyjen sijoittelulla ja sen aiheuttamalla raiteen jäykkyysvaihtelulla on vaikutuksia nopeasti liikkuvan junan aiheuttamiin pystysuuntaisiin dynaamisiin kuormituksiin. Myös ratapölkkyjen aiheuttaman raiteen jäykkyysvaihtelun vaikutuksia on pyritty mallintamaan. Hou, et al. [47] esittämän mallinnuksen mukaan ratapölkkyjen sijoittelun aiheuttaman jäykkyysvaihtelun vaikutukset junan aiheuttamiin dynaamisiin kuormituksiin lisääntyvät nopeuden kasvaessa. Kuvasta 42 voidaan havaita ratapölkkyjen sijoittelun vaikutuksen dynaamisiin kuormituslisiin jäävän varsin pieneksi, kun nopeus on alle 200 km/h, mutta suurissa liikennöintinopeuksissa ratapölkyn aiheuttama lisä pyörän ja kiskon väliseen kontaktivoimaan voi olla noin 20 kN suuruisen. [47]

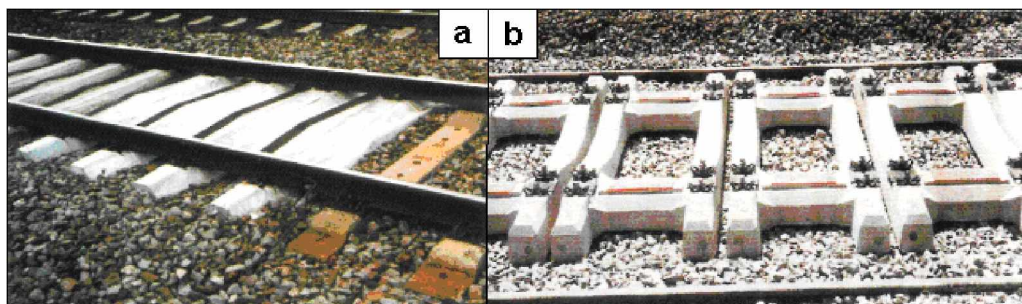


Kuva 42. Ratapölkkyjen sijoittelun aiheuttaman jäykkyysvaihtelun vaikutus eri nopeudella liikkuvan junan pyörän ja kiskon välille syntyviin dynaamisiin kuormiin [47]

Kontaktivoiman huiput esiintyivät 0,6 metrin välein, eli ratapölkkyvälin mukaan, kaikissa muissa nopeuksissa paitsi 160 km/h nopeudessa, jossa kontaktivoiman aallonpituus puolittui puoleen ratapölkkyväliin. Tämän arvioidaan johtuvan mallissa käytettyjen rataparametrien ja 160 km/h nopeudella liikkuvan junan samansuuruisista resonanssitaajuuksista. [47]

Suomen runkorataverkolla käytetyistä ratapölkkyistä valtaosa on betonivalmisteisia. Betonipölkkyraiteeseen kohdistuva iskukuorma voi aiheuttavaa jopa 25 % suuremman dynaamisen kuormituksen sekä samansuuruisen jännityslisäyksen raidesepelein puupölkkyraiteeseen verrattuna [1]. Tämän vuoksi dynaamisten kuormien hallinta on betonipölkkyraiteessa erityisen tärkeää.

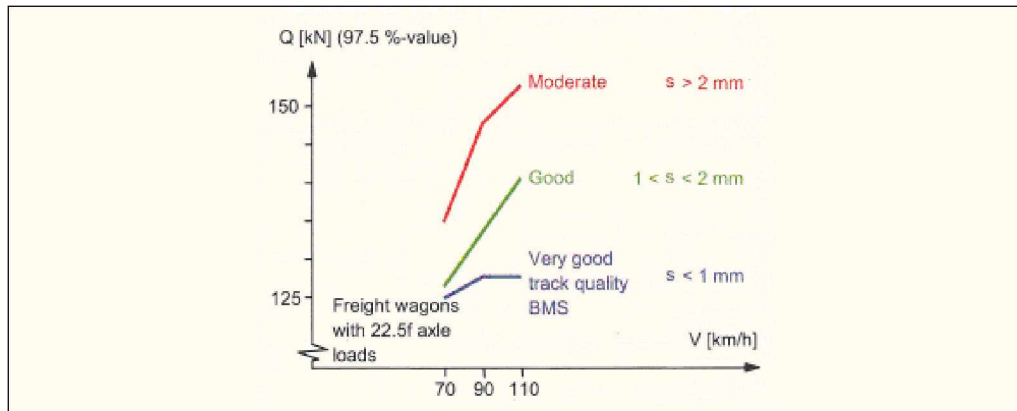
Raidesepelein kuormitukset määräytyvät suurelta osin raidesepelein ja ratapölkyn välisen kontaktipinta-alan mukaan. Kontaktipinta-alan kasvattamiseksi on kehitelty erilaisia rakenneratkaisuja, joita ovat mm. ratapölkyn pohjaimet, joiden elastisempi rakenne mukautuu betonia paremmin raidesepelein epätasaiseen pintaan [48] sekä leveäpölkky (kuva 43a) tai kehykselliset (kuva 43b) ratapölkkyt, joiden kuormaa välittävä pinta-ala on tavallista betoniratapölkkyä suurempi [1]. Kyseisillä rakenneratkaisuilla on saatu merkittäviä ylläpito- ja elinkaarikustannussäästöjä nykyisiin ratapölkkyraikenteisiin verrattuna [1],[48],[49]



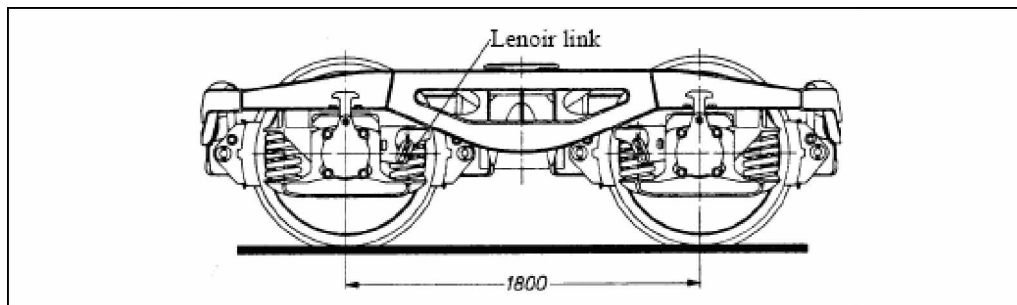
Kuva 43. a) leveäpölkky (*Breiteschwelle*) ja b) kehyöpölkky (*Rahmenschwelle*) [1].

### 3.2.2 Radan kunto

Radan kunnolla on erittäin suuri merkitys pyörän ja kiskon väliseen kontaktivoimaan. Euroopassa tehdyllä laaja-alaisella tutkimuksella [50] selvitettiin radan kunnan, liikennöintinopeuden sekä akselipainon suhteellisia vaikutuksia pyöräkerrasta mitattuihin sivu- ja pystysuuntaisiin voimiin. Tutkimuksessa käytettiin hyväkuntoisia vaujuja, jotka oli varustettu joko Y25-teleillä (kuva 45) tai vaihtoehtoisesti DB65-teleillä. Radat jaoteltiin kunnan perusteella kolmeen eri luokkaan, jotka olivat; keskinkertainen, hyvä ja erittäin hyvä. Radan kuntoluokkien jaotteluperusteena käytettiin kuvan 44 mukaista pyöräkuormien mittaustulosten huippukuormajakaumaa. [1]



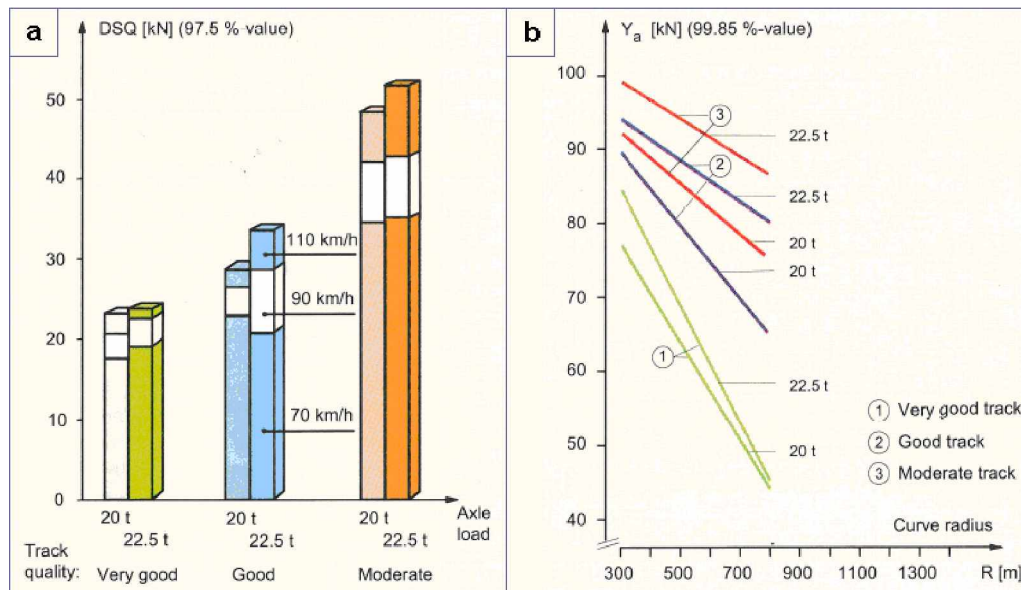
Kuva 44. Rataan kohdistuvien pyöräkuormien huippuarvojen (97,5 % normaalijakauman) perusteella luokitellut radan kuntoluokat, kun staattinen akselipaino oli 22,5 tonnia [1].



Kuva 45. Ranskassa kehitetty ja Euroopassa yleisesti käytössä oleva H-runkoinen Y25-teli, jonka pyöräkertojen ja rungon välinen liikkumavara on sivusuunnassa  $\pm 10$  mm ja pituussuunnassa 4 mm [32],[30].

Tutkimuksessa vertailtiin pystysuuntaisen pyöräkuorman dynaamisen osan suuruutta huippukuormien avulla, kun radan kunto, akselipaino sekä liikennöintinopeus vaihtelivat. Akselipainon lisääminen 20 tonnista 22,5 tonniin kasvatti dynaamisen voiman pystysuuntaista komponenttia varsin vähän. Liikennöintinopeuden kasvattaminen 70 km/h:sta 90 km/h:iin vastaavasti lisäsi pystysuuntaista dynaamista voimakomponenttia hieman akselipainon kasvattamista enemmän. Selvästi suurin vaikutus oli radan kuntoluokan heikkenemisellä, sillä hyvästä kuntoluokasta keskinkertaiseen siirtyäessä dynaaminen pystysuuntainen voimakomponentti kasvoi noin 50 %. Tutkimuksen mittaustuloksia on esitelty kuvassa 46. Kuvasta 46a voidaan havaita, että akselipainon ja nopeuden lisäämisen vaikutukset pystysuuntaisen kontaktivoiman dynaamiseen komponenttiin ovat varsin pienet, mikäli rata on hyväkuntoinen. [1]





Kuva 46. a) Pystysuuntaisen pyöräkuorman huippuarvojen (97,5 % normaalijakauman) dynaamisen osan suuruus, kun staattinen akselipaino, nopeus ja radan kuntoluokka muuttuvat. b) Pyörän ja kiskon välisen poikittaisvoiman huippuarvojen (99,85 % normaalijakauman) dynaamisen osan suuruus, kun staattinen akselipaino, kaarresäde ja radan kuntoluokka muuttuvat. [1]

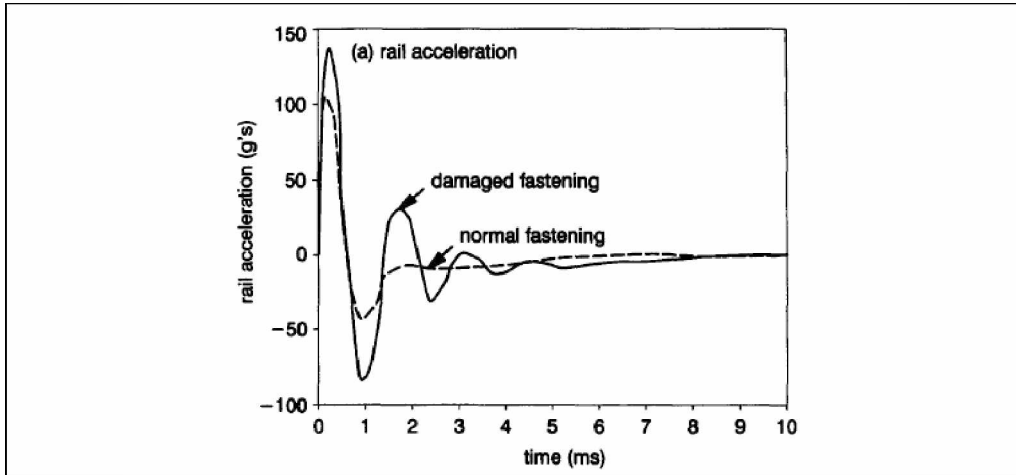
Tutkimuksessa vertailtiin myös pyörän ja kiskon välille aiheutuvan poikittaisvoiman suuruutta, kun akselipaino, kaarresäde ja rataluokka muuttuivat. Kuvan 46b mittaus-tuloksista voidaan havaita akselipainon melko vähäinen merkitys pyörän ja kiskon väliseen poikittaisvoimaan, kun rata on hyvässä kunnossa. Vastaavasti kaarresäteen suuruudella on merkittävä vaikutus kaikilla rataluokilla pyörän ja kiskon välille aiheutuvaan poikittaisvoimaan. [1]

Tilanne, jossa ratapölkky ei ole esimerkiksi raideseppelin pysyvien muodonmuutosten johdosta suoraan kosketuksissa tukikerrokseen edustaa radan jäykkyysmuutoskoh-taa, joka kasvattaa pyörä-kisko-kontaktissa vaikuttavia voimia junan kulkiessa sen yli, joskin suurimman suhteellisen kuormituslisäyksen se aiheuttaa kuitenkin raidesepe-liin [51]. Augustin et al. [52] mukaan jopa 50 % kaikista ratapölkkyistä ei ole suoraan kosketuksissa raideseppeliin.

Lundqvistin ja Dahlbergin [51] tekemän mallinnuksen mukaan tilanne, jossa ratapölkyn ja raideseppelin välillä oleva 1 mm tyhjätila kasvattaa viereisen ratapölkyn ja raideseppelin välisen kontaktivoiman tavanomaisesta 50 kN:sta 84 kN:iin ja ratapölkyn siirtymää kasvaa noin 40 % junan nopeuden ollessa 90 m/s. Pyörän ja kiskon väli-seen kontaktiin aiheutuva kuormituslisä on vastaavasti noin 30 %. Ratapölkyn ja raideseppelin kontaktivoimat ovat pienemmillä 60 m/s ja 30 m/s nopeuksilla vastaavasti 73 kN ja 67 kN. Ratapölkyn ja raideseppelin välisen tyhjätilan pienentyessä puoleen junan nopeuden vaikutus pienenee ja viereisen ratapölkyn ja raideseppelin välinen kontaktivoima on edellä mainituilla pienemmillä nopeuksilla samansuuruinen eli noin 65 kN. [51]

Kiskon kiinnitysosien löystyminen tai kuluminen lisää kiskon siirtymiä junan yliajaes-sa. Kiskon kiinnitysosien löystymisen tai kuluminen seurauksena kiskon pystysuun-taisen siirtymän on arvioitu kasvavan mallinnuksen mukaan jopa 60–70 % sekä kis-

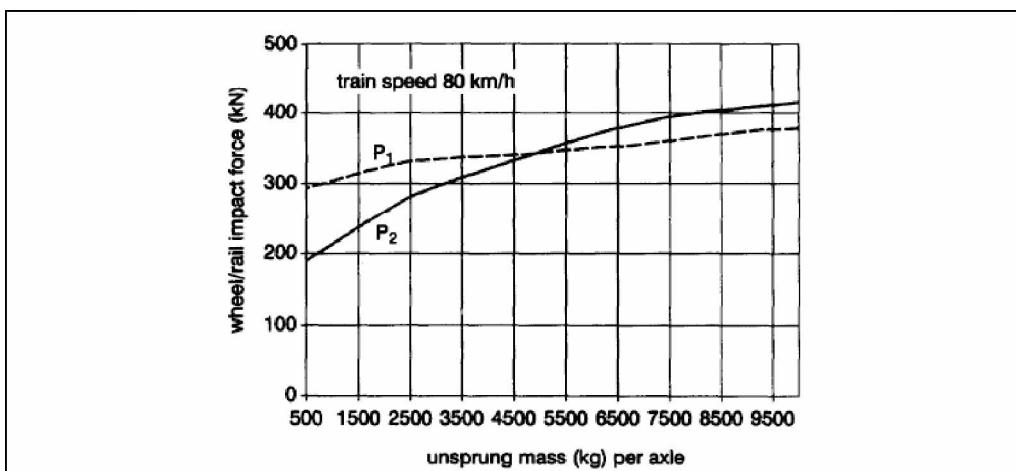
kon kiihtyvyyksien lisääntyvän huomattavasti. Kiskon kiihtyvyyden lisääntyminen on esitetty kuvassa 47, josta kiihtyvyyden maksimiarvojen voidaan havaita kasvavan kiskokiinnityksen vaurioitumisen myötä noin 40 %. [45]



Kuva 47. Tavallisen ja huonokuntoisen kiskokiinnikkeen vaikutus kiskon kiihtyvyyteen [45].

### 3.2.3 Kaluston rakenteelliset tekijät

Kaluston rakenteellisista tekijöistä dynaamisen kuorman suuruuteen vaikuttaa erityisesti jousittamaton massa. Jousittamattoman massan suuruus riippuu suurilta osin telirakenteesta, vaunun jousituksesta ja pyöräkertojen koosta. Jousittamattoman massan vaikutuksia dynaamisen kuormituksen suuruuteen ovat mallintaneet Zhai ja Cai [45]. Laskentatulosten mukaan lisäämällä jousittamatonta massaa 1500 kg:sta 2500 kg:aan dynaamisen kontaktivoiman ensimmäinen kuormituspiikki ( $P_1$ ) kasvoi noin 6 % ja toinen kuormituspiikki ( $P_2$ ) kasvoi noin 20 % (vrt. kuva 39). Jousittamattoman massan vaikutus pyörän ja kiskon välisen dynaamisen kontaktivoiman suuruuteen on esitetty kuvassa 48.



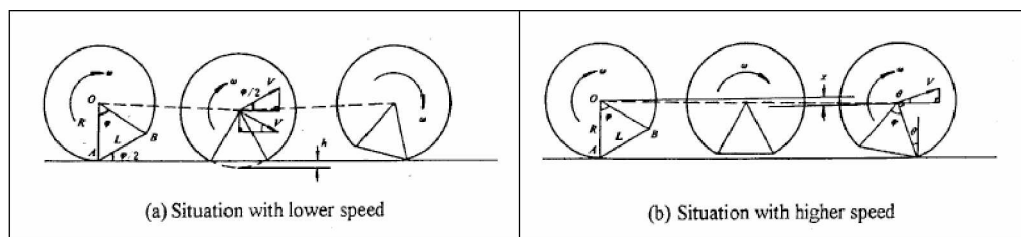
Kuva 48. Jousittamattoman massan vaikutus pyörän ja kiskon välisen dynaamisen kontaktivoiman suuruuteen [45].

Suomen rataverkolla liikkuvan tavaravaunun kaluston rakenteellisten tekijöiden vaikutuksia rataa aiheutuviin kuormituksiin tarkastellaan lähemmin luvussa 4.

### 3.2.4 Kaluston kunto

Junan pyörän yleisimmät vauriotyypit ovat pyörän pinnan lohkeilu ja lovet. Yhdysvalloissa vaihdetaan lohkeilleita tai loveentuneita pyöriä vuosittain 125 000 kappaletta, sillä ne lisäävät voimia ja jännityksiä pyörän ja kiskon välille. Dynaaminen lisävoima voi hajottaa ennestään vioittuneen komponentin ja täten aiheuttaa vaaratilanteen. Lohkeilleella pyörällä on samankaltaiset vaikutukset kuin pyörän lovellakin, vaikka ne poikkeavat ulkonäöllisesti toisistaan. [4]

Kuvassa 49a havainnollistetaan lovipyörän idealisoitu käyttäytyminen alhaisella nopeudella, jolloin pyörän lovi voi olla kokonaisuudessaan kontaktissa kiskon kanssa. Vastaavasti suuremmalla nopeudella kuvan 49b tapauksessa vain pyöräloven reuna on kosketuksissa kiskoon hetkellisesti pyörän nopeasta pyörimisliikkeestä johtuen. Todellisuudessa kuvan 49 mukaisia lovipyöriä esiintyy vain lyhyen aikaa vian muodostumisen jälkeen, sillä pyöräloven reunat pyöristyvät käytön aikana nopeasti. [53]

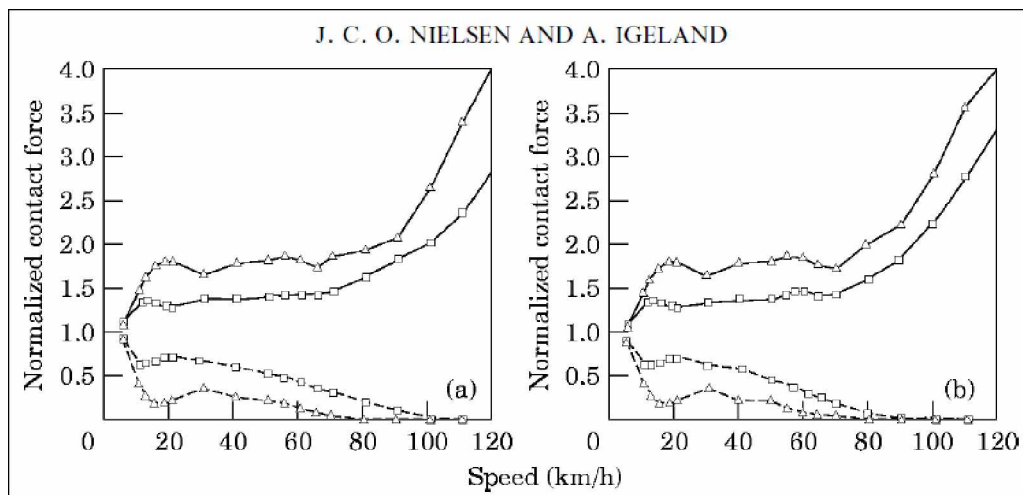


Kuva 49. Lovipyörän idealisoitu käyttäytyminen a) alhaisella nopeudella b) suurella nopeudella [53].

Pyöräloven osuessa kiskoon voima kiskon ja pyörän välillä aluksi pienenee. Kisko alkaa tällöin nousta ylöspäin ja pyörä alkaa laskeutua alaspäin. Kiskon nousua ja pyörän laskeutumista vastustavat kontaktivoiman lisäksi kiskon ja pyörän massojen hitaudet. Liike on suurelta osin kiskon liikettä, sillä pyörän laskeutuminen on paljon hitaampaa johtuen sen suuremmasta massasta. Hieman myöhemmin kiskon ja pyörän välinen kontaktivoima alkaa kasvaa hyvin nopeasti. Kisko on tällöin liikkeessä ylöspäin ja sen massan hitauden vuoksi syntyy voimakas voimaimpulssi kiskon ja pyörän välille. Impulssi saa kiskon liikkumaan alaspäin, jolloin hitausvoimien vuoksi voima kiskon ja pyörän välillä pienenee alle staattisen kuorman. Tämän jälkeen kisko liikkuu taas ylöspäin ja aiheuttaa uuden voimaimpulssin. Kisko siis värähtelee pystysuunnassa, mutta värähtely vaimenee varsin nopeasti. [4]

Lovipyörän aiheuttama dynaaminen kuormituslisä määräytyy suurelta osin ajonopeuden ja pyöräloven koon mukaan. Kuvassa 50 vertaillaan nopeuden vaikutusta kahden erikokoisen pyöräloven aiheuttamiin kuormituslisiin staattiseen tilanteeseen nähden. Pyöräloven pituudet ovat 60 mm ja 90 mm ja syvyydet ovat vastaavasti 0,41 mm ja 0,93 mm. Lovipyörän aiheuttama dynaaminen kuormitus kasvaa nopeasti nopeuden lisääntyessä noin 20 km/h:iin. Tämän jälkeen loven aiheuttama dynaaminen kuormitus kasvaa hitaasti aina 80 km/h nopeuteen saakka, sillä lovipyörän käyttäytyminen on kyseisellä nopeusvälillä kuvan 49a mukaista. Nopeuden kasvaessa yli 80 km/h:iin

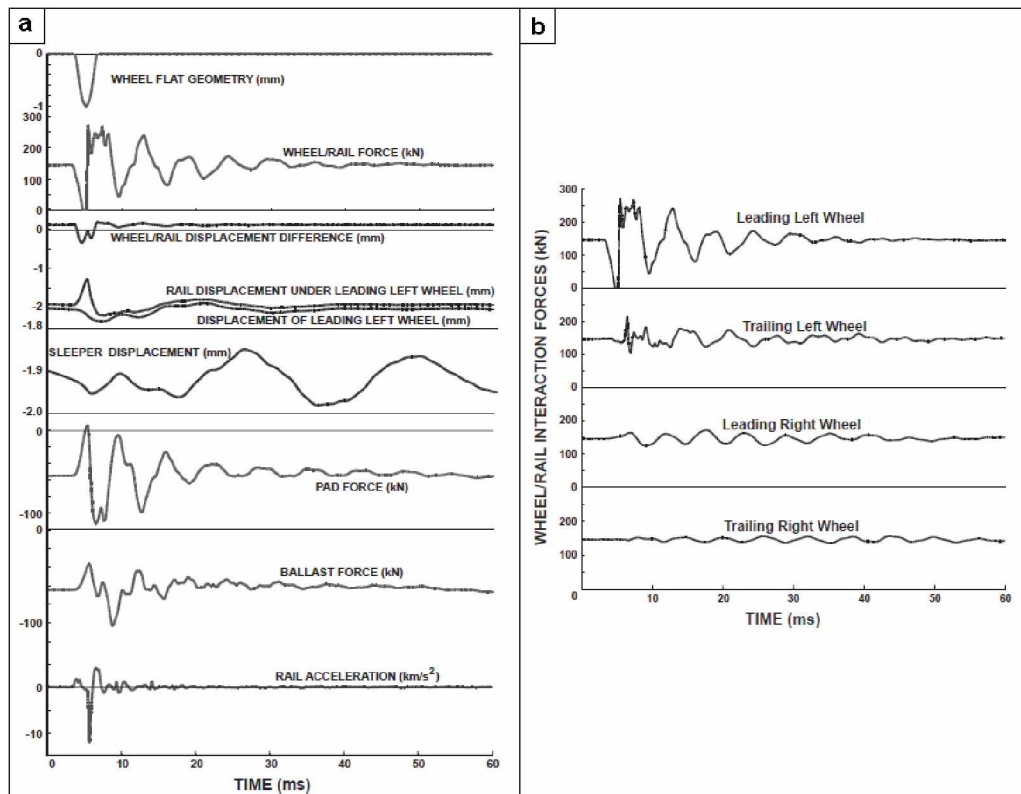
loven aiheuttama iskukuorma kasvaa nopeasti, sillä lovipyörän käyttäytyminen muuttuu nopeuden kasvaessa kuvan 49b mukaiseksi. [54]



Kuva 50. Lovipyörän aiheuttaman iskuvoiman laskennalliset minimi- ja maksimiarvot a) pölkköjen välissä b) suoraan pölkyn päällä. Kun  $\square$  merkityn pyöräloven pituus on 60 mm ja suurin syvyys 0,41 mm sekä  $\Delta$  merkityn pyöräloven pituus on 90 mm ja suurin syvyys 0,93 mm. [54]

Tutkimuksen [55] mukaan pyöräloven syvyyden on todettu ilmaisevan loven pituutta paremmin pyörän aiheuttaman iskuvoiman suuruuden. Venäjällä tehtyjen tutkimuksien mukaan 1 mm kasvu loven syvyydessä lisää iskuvoimaa noin 100 kN [4].

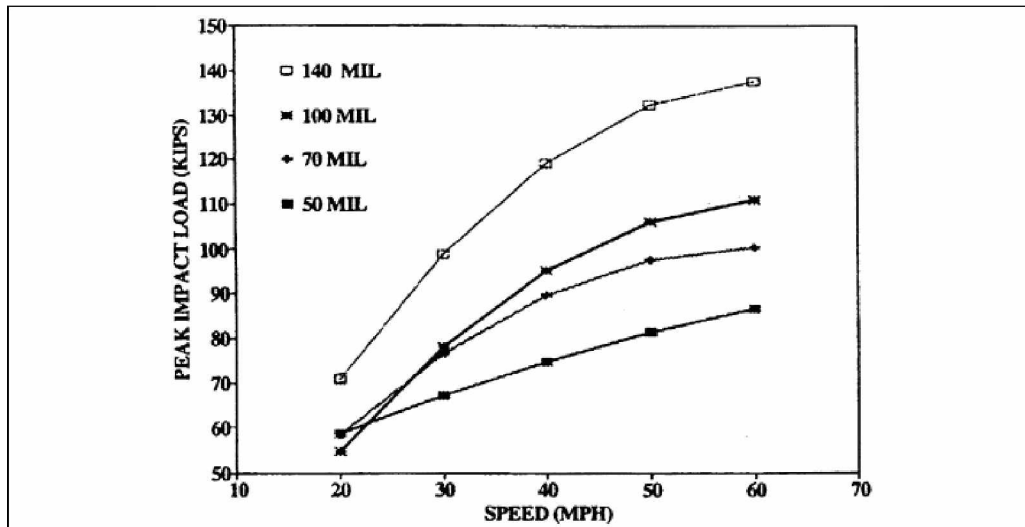
Pyöräloven aiheuttaman iskun vaikutuksia radan päällysrakenteeseen ovat tutkineet Hou et al. [47]. Mallinnuksen avulla on tutkittu pyöräloven aiheuttaman iskun vaikutusten syvyydeläisyyttä ja sen aiheuttamia lisäkuormituksia radan päällysrakenteen komponentteihin sekä telin muihin pyöriin. Kuvassa 51a havainnollistetaan lovipyörän aiheuttaman iskun vaikutusten syvyydeläisyyttä radan päällysrakenteessa. [47]



Kuva 51. Pyöräloven aiheuttamat kuormitukset radan päällysrakenteiden eri komponentteihin a) ja telin muihin pyöriin b) [47]

Mallinnuksen mukaan lovipyörän iskun vaikutukset aiheuttavat hetkellisiä lisäkuormia myös telin muihin pyöriin. Mallinnuksessa lovipyörä oli telin ohjaavan pyöräkerran vasemmassa pyörässä ja pyörälovesta siihen aiheutuva voima oli noin kaksinkertainen staattisen tilanteen kontaktivoimaan nähden. Muista pyöristä suurin kuormituslisäys tuli telin taaemman pyöräkerran vasempaan pyörään, jonka kuormituslisäys oli noin puolitoistakertainen staattiseen tilanteeseen verrattuna (kuva 51b). Lovipyörän vaikutukset näkyivät myös viereisellä kiskolla, missä ohjaavan pyöräkerran oikeaan pyörään aiheutui noin 10 % suuruinen kuormituslisäys. Vastaavasti vaikutus taaemman pyöräkerran oikeaan pyörään oli 5 % luokkaa. [47]

Nielsen ja Johansson [55] tutkivat kokeellisesti jaksollisen pyörävian aiheuttamia dynaamisia kuormituksia (vrt. luku 2.2.5). Kuvassa 52 on esitetty aallonpituudeltaan noin 0,5 metrin monikulmaisuuden aiheuttama maksimivoima, joka kehittyy varsin tasaisesti nopeuden kasvaessa, nopeuden ja aallonkorkeuden funktiona.



Kuva 52.

Aallonpituudeltaan noin 0,5 m pituisen monikulmaisuuden aiheuttama maksimivoima, kun nopeus ja aallonkorkeus vaihtelevat. Kuvassa 1 kip=4,45 kN, 1 mile/h=1,609 km/h ja 1 mil=0,0254 mm. [55]

## 4 Suomen rataverkolla liikennöivä kalusto

### 4.1 Kaluston hyväksymismenettelyt

#### 4.1.1 YTE ja LIMO -määräykset

Nykyinen Suomen rautateillä liikkuva kalusto on hyväksytty pääosin LIMOn mukaisesti, mutta uudet tavaravaunut tullaan hyväksymään YTE:n mukaisesti. YTE rajoittaa tavaravaunuista rataa kohdistuvaa kuormitusta seuraavasti: Suomessa liikennöitäviksi tarkoitettujen vaunujen suurin sallittu staattinen akselipaino on 22,5 tonnia, kun suurin sallittu nopeus on 120 km/h. Suuremmalla 25 tonnin staattisella akselipainolla suurin sallittu nopeus on 100 km/h. Pyörien halkaisijan tulee olla 840–920 mm.

#### 4.1.2 Tyyppihyväksyntämenettely ja testaus

Tyyppihyväksymisellä tarkoitetaan LIMO 7:ssä [56] määritettyä menettelyä, jolla varmistetaan, että liikkuva kalusto täyttää Liikenteen turvallisuusviraston (Trafi) antamat määräykset ja soveltuu sarjavalmistuskelpoisena käyttöön valtion rataverkolla. Hyväksymismenettelyä käytetään silloin, kun on kyseessä kokonaan uudentyyppinen kalusto, merkittävä turvallisuuteen vaikuttavan komponentin, järjestelmän tai kaluston muutostyö tai vastaavasti uudentyyppinen turvallisuuteen vaikuttava järjestelmä tai komponentti.

Uudentyyppisen kaluston hyväksymismenettelyn soveltamisala on sidottu kaluston tulevaan liikennöintialueeseen. Liikennöintialue määrittää, mitä vaatimuksia kaluston on täytettävä. Liikennöintialueet on määritelly LIMO 7:n mukaan seuraaviksi.

- Suomen sisäinen liikenne
- Läntinen yhdysliikenne
- Läntinen yhdysliikenne sekä Suomen sisäinen liikenne
- Itäinen yhdysliikenne
- Itäinen yhdysliikenne sekä Suomen sisäinen liikenne

Suomen sisäiseen liikennöintiin hyväksyttävän kaluston on täytettävä LIMO 1:ssä annetut yleiset vaatimukset. LIMO 1:ssä määritellään mm. kaluston rataa aiheuttamat rasitukset, joita ovat:

- Suurin sallittu dynaaminen pyöräpaino on 170 kN
- Suurin sallittu kvasistaattinen pyöräpaino pienisäteisissä kaarteissa on 145 kN
- Suurin sallittu kvasistaattinen poikittaisvoima pienisäteisissä kaarteissa on 60 kN
- Suurin sallittu raiteeseen kohdistuva poikittaisvoima 2 metrin matkalla on  $(\sum Y_{2m})_{\lim}$ , joka määräytyy kaavan 4-1 mukaisesti.

$$(\Sigma Y)_{2m} = \alpha \left( 10 + \frac{P_o}{3} \right), \text{ missä} \quad (4-1)$$

$(\Sigma Y)_{2m}$  on suurin sallittu raiteeseen kohdistuva poikittaisvoima 2 metrin matkalla, [kN]

$P_o$  on akselipaino, [kN]

$\alpha = 1$  veturikalustolla ja henkilövaunuilla, tavaravaunuille  $\alpha = 0,85$

LIMO 1:ssä [43] annetut arvot perustuvat suurelta osin UIC-518 määrelehteen [57], minkä mukaan suurin sallittu staattinen pyöräkuorma saa olla suurimmillaan 112,5 kN. UIC-518 määrelehdessä suurin sallittu staattinen ja dynaaminen pyöräkuorma pienenee liikennöintinopeuden kasvaessa.

#### 4.1.3 Suomen rataverkolle rekisteröity kalusto

Suomen rataverkolle on rekisteröity kaikkiaan 14939 vaunua, veturia tai ratatyökonetta, mutta osa rekisteröidystä kalustosta on jo poistettu aktiivikäytöstä. Suurin osa rataverkolle rekisteröidystä kalustosta on tavaravaunuja, joita on kaikkiaan vajaa 13000. Rautatietilaston [58] mukaan VR:llä on käytössään kaikkiaan 10934 tavaravaunua, joista 4838 on kaksiakselisia ja 6095 on neliakselisia. Henkilövaunuja on 945, joista Intercity-vaunuja on kaikkiaan 212. Niistä kaksikerrosvaunuja on 132. Pika-junan ns. sinisiä vaunuja on kaikkiaan noin 400. Moottorijunanvaunuja on reilut 450, joista Pendolinon vaunuja on 108. Veturien osuus on kaikkiaan 652, josta Dv12- vetureita on 193, Sr1- vetureita 110 ja Sr2- vetureita 46. Kalustorekisteristä selvitetty kalustomäärät on esitelty kalustolajeittain taulukossa 7. [21],[59],[60]

Taulukko 7. Suomen rataverkolle rekisteröity kalusto kalustolajeittain [21].

Kalustolaji	lkm
Henkilövaunut	945
Ratatyökoneet	83
Moottorivaunut	464
Tavaravaunut	12703
Höyryveturit	15
Veturit	652
Ulkomailla rekisteröity kalusto	77
<b>Yhteensä</b>	<b>14939</b>

Tavarajunaliikenteen vaunuakselikilometrijakauma taulukossa 8 antaa osviittaa tavaraliikenteen kokonaissuoritteiden jakautumiselle eri tavaravaunukalustojen kesken. Taulukon 8 mukaan VR:n vaunujen vaunuakselikilometrien osuus tavaraliikenteestä on noin 71 %, venäläisen standardin mukaisen vaunukaluston tavaravaunujen vaunuakselikilometrien osuus on noin 28 % ja muiden yritysten tavaravaunujen osuus on noin 1 % verran. [58]



*Taulukko 8. Vaunuakselikilometrien jakautuminen eri tavaravaunujen kesken vuonna 2008 [58]*

Tavaravaunut	Vaunuakselikilometrit
VR	1147 milj.
IVY	460 milj.
Muut yritykset	14 milj.

Tavaravaunuja on lukumäärällisesti varsin paljon niiden kuljetussuoritteeseen nähden. Tavarajunaliikenteen kokonaissuorite oli vuonna 2008 23975 miljoonaa bruttotonnikilometriä (taulukko 9). VR:n vaunukaluston osuus tavarajunaliikenteen kokonaissuoritteesta on noin 17000 miljoonaa bruttotonnikilometriä. Henkilöjunaliikenteen kokonaissuorite oli vastaavasti noin 90 % vähäisemmällä vaunukalustolla 11537 miljoonaa bruttotonnikilometriä.

*Taulukko 9. Henkilö- ja tavaraliikenteen junasuoritteet vuonna 2008 [58]*

Junatyyppi	Junakilometrit	Bruttotonnikilometrit	Vaunuakselikilometrit
Henkilöliikenne	35 milj.	11537 milj.	782 milj.
Tavaraliikenne	18 milj.	23975 milj.	1650 milj.

Henkilövaunujen bruttotonnikilometrisuoritteen kokonaismäärä on noin puolet tavaravaunujen vastaavasta. Tämä ei kuitenkaan tarkoita sitä, että niiden vaikutukset radan kunnon heikentymiseen olisi vastaavasti puolet tavaravaunujen vaikutuksesta. Saksassa tehtyjen tutkimusten [61] mukaan 5400 tonnin tavarajunalla on yhtä suuret vaikutukset radan kunnon heikentymiseen kuin 25 henkilöjunalla, vastaavasti Ruotsissa tehdyt tutkimukset [62] osoittavat tavarajunien osuuden olevan noin 90–95 % junaliikenteen aiheuttamasta radan kunnon heikentymisestä. [35]

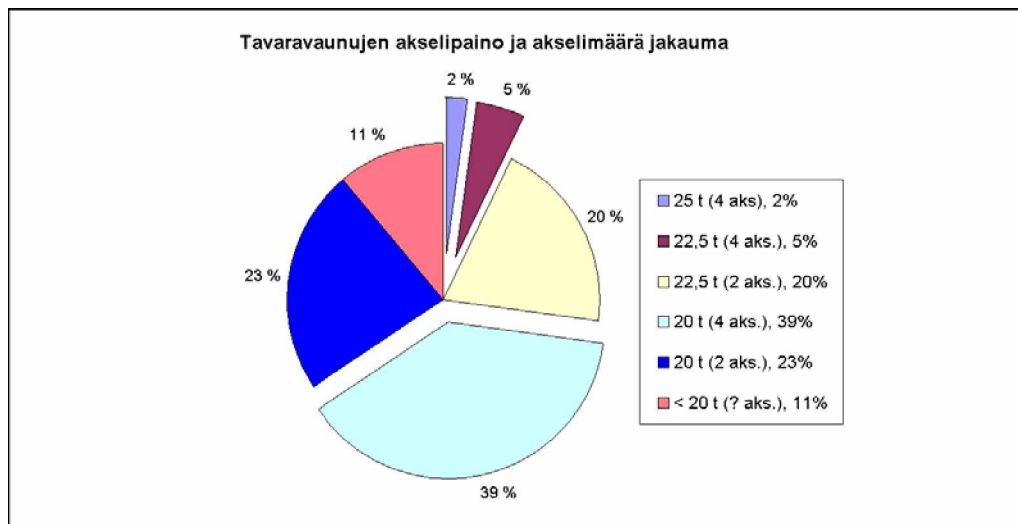
Yleisin Suomen rataverkolle rekisteröity tavaravaunu on neliakselinen Sp raakapuuvaunu, joita on kaikkiaan 1927. Vaunun suurin sallittu akselipaino on 20 t ja sen teli on H-runkoinen K14 teli. Yleisimmät Suomen rataverkolle rekisteröidyt tavaravaunut on koottu kalustorekisteristä [21] taulukkoon 10.

*Taulukko 10. Yleisimmät Suomen rataverkolle rekisteröidyt tavaravaunut [21].*

Tavaravaunut	Vaunutyyppi	Akselikuorma (t)	Akselimäärä	lkm
Sp	Raakapuuvaunu	20	4	1927
Gbln	Yleisvaunu	22,5	2	1165
Hkb	Yleisavovaunu	20	2	1064
Gbln-t	Yleisvaunu	22,5	2	775
Hbi	Sahatavaravaunu	20	2	559
Hkba	Yleisavovaunu	20	2	517
Sim	Siirtokatevaunu	22,5	4	473
Occ	Yleisavovaunu	20	4	447
Kbp	Yleisavovaunu	22,5	2	377
Hai	Selluloosavaunu	20	4	230

Suomen rautatieverkolla liikennöivät tavaravaunut ovat suurelta osin joko kaksi- tai neliakselisia. Telillisiä neliakselisia ja kaksiakselisia vaunuja on molempia noin puolet rataverkolle rekisteröidyistä tavaravaunuista. Noin 10 % tavaravaunukalustosta on

alle 20 tonnin akselipainon sallivia kaksi- tai useampiakselisia vaunuja. Telillisten neliakselisten tavaravaunujen sallitut akselipainot ovat 20 tonnin ja 25 tonnin välillä, kun kaksiakselisten vaunujen sallitut akselipainot ovat suurimmillaan 22,5 tonnia. Neliakselisista tavaravaunuista valtaosa (85 %) on 20 tonnin akselipainon mahdollistavia vaunuja, kun niistä vain 15 % sallii suuremman 22,5–25 tonnin akselipainon. Tavaravaunujen akselipaino- ja akselimääräjakaumat on esitetty kuvassa 53.



Kuva 53. Tavaravaunujen jaottelu akselipainon ja akseleiden määrän mukaan [21].

Kotimainen kaksiakselinen vaunukalusto koostuu suurelta osin 20 tonnin ja 22,5 tonnin akselipainon mahdollistavista vaunuista. Kaksiakselisten vaunujen ominaisuuksia tarkastellaan lähemmin luvussa 4.2.2.

Suomen sisäiseen liikenteeseen rekisteröidyissä tavaravaunuissa käytetään pääosin kolmea eri telimallia. Nämä ovat K14-, K16- ja K17-telimallit [63]. K14-telimallin suurin sallittu akselipaino on 20 tonnia, K16:ssa se on puolestaan 22,5 tonnia ja vastaa- vasti K17:ssä 25 tonnia [63]. K14-telimalli otettiin käyttöön 1960-luvun alussa [63]. K16-telimallia on käytetty 1980-luvun alkupuolelta lähtien ja K17-telejä vastaavasti 2000-luvun alkupuolelta lähtien [63]. Telien ominaisuuksia tarkastellaan lähemmin luvussa 4.2.3.

## 4.2 Radan kuormitukseen vaikuttavat kalusto-ominaisuudet

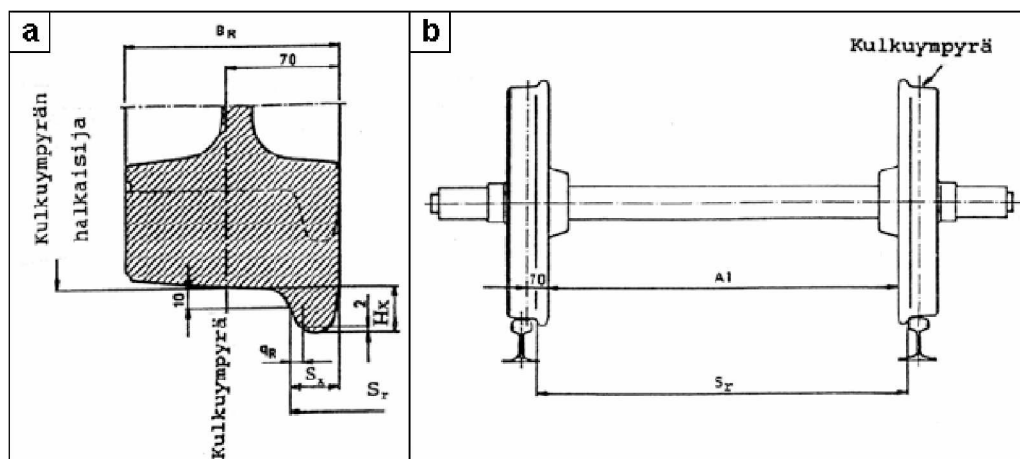
### 4.2.1 Pyörät ja pyöräkerrat

#### Kalusto-ominaisuudet

LIMO 1 [43] määrittää Suomen rataverkolla käytettävien pyöräkertojen käyttörajat. LIMO 1:n mukaan rataverkolla liikkuvan kaluston pyörän halkaisija saa minimissään olla 790 mm, mutta Liikenneviraston luvalla tästä voidaan poiketa mm. ratatyöko- neissa. Pyörän profiilina käytetään UIC 510-2 [64] mukaista UIC/ORE S1002-profiilia

(kuva 54a), mutta ratatyökoneissa saa käyttää tästä poikkeavaa, LIMO 6:n [65] mukaista profiilia.

LIMO 1 määrittelee myös junaliikenteessä käytettävien pyöräprofiilien käyttörajat. Pyörän kokonaisleveyden on oltava 135 mm, mutta veturikaluston kohdalla tästä voidaan poiketa ja sille sallitaan myös 140 mm pyöränleveys. Pyörän laipan jyrkkyyttä ilmaisevan parametrin (kuva 54a)  $q_R$  käyttömitta on 6,5 mm. Laipan korkeuden ( $H_x$ ) käyttörajan enimmäismitaksi on määritetty 36 mm, mutta ratatyökoneissa se saa olla poikkeuksellisesti 39 mm. Laipan paksuuden ( $S_x$ ) käyttörajan minimimitaksi on määritetty 20 mm mitattuna 10 mm korkeudelta kulkupinnasta. [43]



Kuva 54. Pyöräkerran mittoja: a) S1002-pyöräprofiili b) pyöräkerta [43].

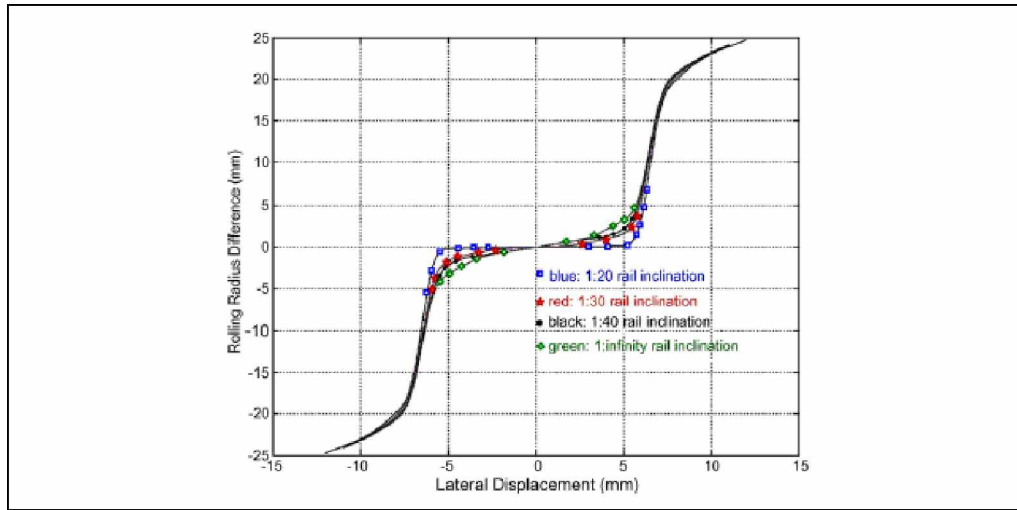
Suomen sisäisessä liikenteessä käytettävien pyöräkertojen pyörien sisäpintojen välin (kuvan 54b mitta  $A_1$ ) on oltava uudella kuormittamattomalla pyöräkerralla 1445 mm. Käyttörajamitat ovat 1442–1448 mm. Pyörälaippojen välin (kuvan 54b mitta  $S_r$ ) nimellismitta on 1510 mm. Käyttörajamitat ovat 1487–1514 mm. [43]

Itäisessä yhdysliikenteessä käytettävien pyöräkertojen pyörien profiili saa olla uutena IVY-maissa käytetty kartioprofiili. Pyörän leveys saa olla 130 mm. Pyöräkertojen pyörien sisäpintojen välisen etäisyyden (kuvan 54b mitta  $A_1$ ) nimellismitta on 1440 mm. Käyttörajamitat ovat 1437–1443 mm. Pyörälaippojen välin (kuvan 54b mitta  $S_r$ ) nimellismitta on 1506 mm. Käyttörajamitta on vähintään 1487 mm. [43]

#### Kaluston ja radan ominaisuudet yhdessä

RATO 2:n [18] mukaan Suomessa käytetty kiskon kallistus on 60E1 ja 54E1 kiskoille 1:40 ja muille kiskoille 1:20. Nykyisellään rataverkon kiskoista noin 80 % on 60E1 tai 54E1 kiskoja [58]. Kiskon kallistuksella on merkittävä vaikutus pyörä- ja kiskoprofiilin kehittämään kulkumatkaeroon [66]. Kuvassa 55 esitetään Suomessa käytössä olevan, LIMO 1:ssä [43] määritellyn UIC S1002 pyöräprofiilin ja nykyisin hankittavan 60E1 kiskoprofiilin (joka vastaa SFS EN 13674-1 [67] mukaan UIC 60 kiskoprofiilia lukuun ottamatta pientä poikkeusta kiskon kulkureunassa) kehittämää kulkumatkaeroa erilaisilla kiskokaltevuuksilla. Kuvan 55 mukaan UIC S1002 pyöräprofiili menettää kykynsä ohjautua kaarteissa ilman laippakosketusta, mikäli UIC 60 kiskon kallistus on

1:20. Kuvasta 55 voidaan päätellä, että mitä kallistetumpi kisko on, sitä pienemmän kulkumatkaeron pyörä- ja kiskoprofiili kykenee kehittämään.



Kuva 55. Kiskon kallistuksen vaikutus sivuttaissiirtymän kehittämään kulkumatkaeroon [66].

Kuvan 55 perusteella UIC 60 kiskoprofiililla pyöräprofiilin kehittämä vierintäsäde-ero on esimerkiksi 5,0 mm sivuttaissiirtymällä noin 2 mm. Kyseisellä vierintäsäde-erolla pyöräkerta kykenee ohjautumaan kaavan 4-1 [3] mukaan noin 300 metrin kaarresäteisen kaarteeseen läpi ilman laippakosketusta.

$$\Delta r = \frac{e \cdot R_w}{R}, \text{ missä} \quad (4-1)$$

$\Delta r$  on vierintäsäde-ero, [m]

$e$  on pyöräkerran pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys, [m]

$R_w$  on pyörän kulkuympyrän säde, [m]

$R$  on kaarresäde, [m]

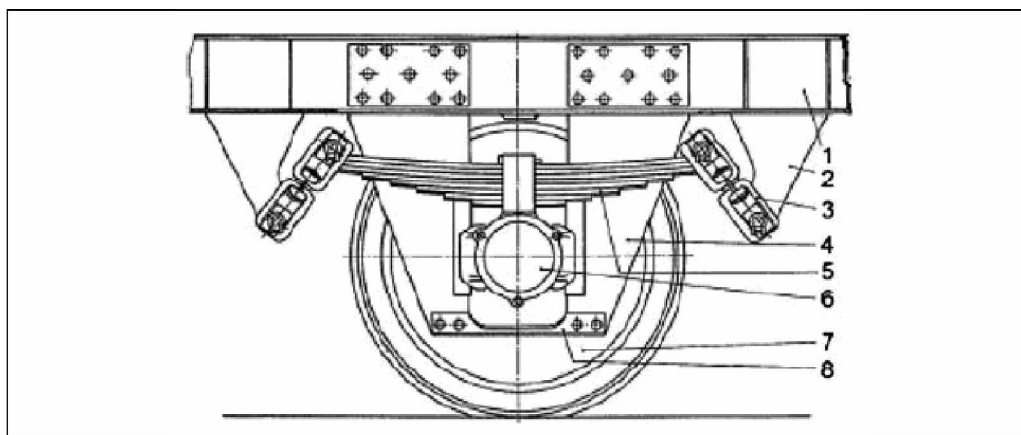
RATO 2:n [18] mukaan ajettaessa yli 160 km/h nopeuksilla kyseessä olevasta raiteesta ja kalustosta määritellyn tehollisen kartiokkuuden tulisi pysyä kalustosta riippuen raja-arvojen 0,1–0,3 välissä.

RATO 2:n [18] mukaan pyöräkertojen ja kiskojen välinen raidevällys on Suomessa 13 mm, mutta kaarteissa, joiden säde on alle 220 m käytettävä raideleveys saa olla 1529–1540 mm, jonka seurauksena raidevällys kasvaa 18–29 mm:iin ja tällöin pyöräkerta kykenee kehittämään suuremman kulkumatkaeron.

Suomessa raideleveys on 1524 mm, kun eurooppalainen yleisemmin käytössä oleva ns. standardiraideleveys on 1435 mm. Raidelevyden vaikutukset näkyvät esimerkiksi kaarteissa vaadittavan kulkumatkaeron suuruutena, joka voidaan laskea kaavan 4-1 avulla [3]. Kotimaisen raidelevyden vaatima kulkumatkaero on noin 6 % suurempi vastaavansuuruisiin standardiraidelevyden kaarresäteisiin verrattuna.

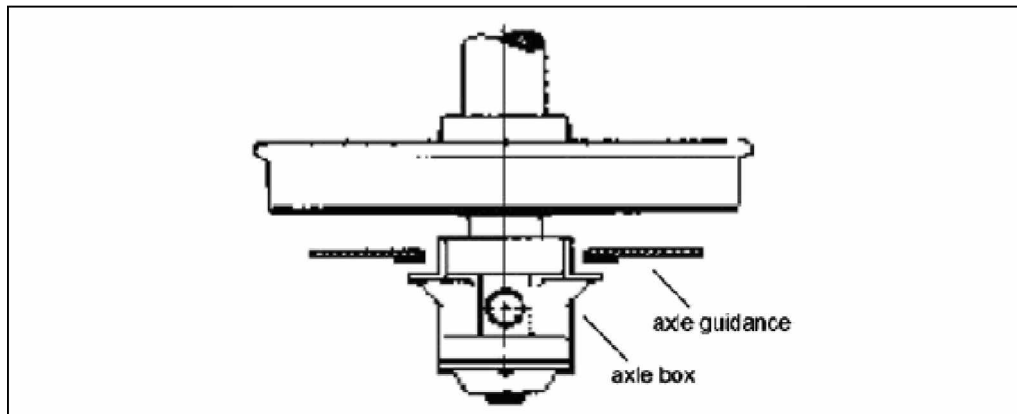
#### 4.2.2 Kaksiakseliset vaunut

Suomessa käytössä olevien kaksiakselisten vaunujen jousitusrakenteena käytetään mitä ilmeisimmin mm. Pohjois-Euroopassa yleisesti käytössä olevan UIC:n standardin mukaista kaksoislinkkijousitusta (UIC double-link), joka koostuu lehti- ja linkkijousesta (kuva 56) [68]. Vaunurungon jousitus on toteutettu 20 tonnin akselipainon jousitusrakenteessa tavanomaisten lehtijousien avulla, kun vastaavasti 22,5 tonnin akselipainon jousitus on toteutettu kaksiosaisten paraabelilehtijousien avulla. Tavanomaisen lehtijousen ongelmana on sen suuri jäykkyys, joka on liian suuri vaimentamaan tehokkaasti vaunurungon pieniä pystysuuntaisia heilahduksia ja täten se kasvattaa rataa aiheuttuvia pystysuoria kuormituksia sekä heikentää ajon tasaisuutta [30]. Lehtijouset vaimentavat vaunun pystysuuntaista liikettä laattalevyjen väliin muodostuvan kitkan avulla [69]. Lehtijousituksen ja vaunun rungon välinen kiinnitys on toteutettu UIC:n mukaisilla kaksoislinkeillä, jotka toimivat eräänlaisena pyöräkerran liikettä vaimentavana heilurina [69]. UIC:n kaksoislinkkien vaimennus perustuu linkkien vierintäosien väliseen kitkaan, joka vaimentaa vaunun liikettä linkkien heilussa [69].



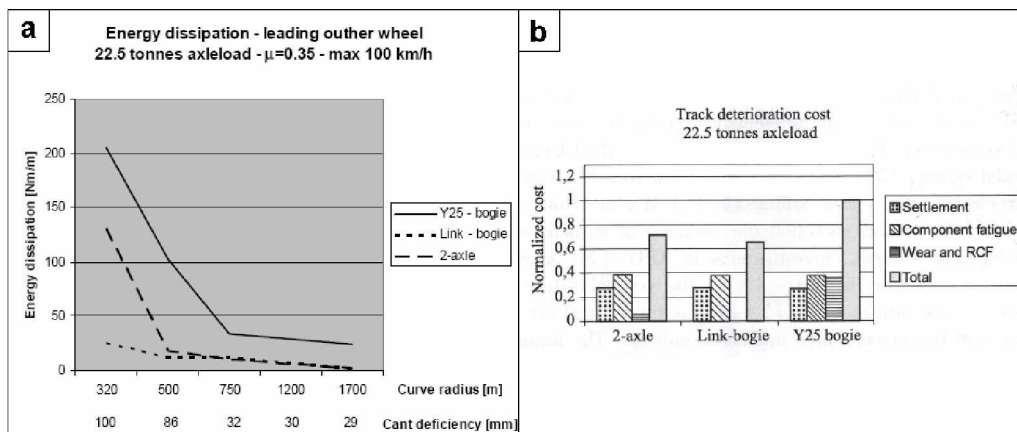
Kuva 56. UIC:n mukainen standardijousitus. 1) Vaunun runko (carbody) 2) Jousipukki (Suspension bracket) 3) UIC:n kaksoislinkki (UIC links) 4) Akselin ohjain (Axle guidance) 5) Lehtijousi (Leaf spring) 6) Laakeripesä (Axle bearing) 7) Pyöräkerta (Wheelset) 8) Siderauta (Connecting bar) [69].

Akselilaakerin ja akselin ohjaimen välinen kiinnitys mahdollistaa pienet liikkumavarat niin sivu- kuin pituussuunnassa. Sivusuuntainen liikkumavara on  $\pm 20$  mm ja vastaavasti pituussuuntainen liikkumavara on  $\pm 22,5$  mm. Akselin ohjaimen antama sivusuuntainen tuki on joustava, sillä tuki taipuu kuormituksen alaisena. Kuvassa 57 esitellään akselilaakerin ja akselin ohjaimen välinen kiinnitys. [69]



Kuva 57. Laakeripesän (axle box) ja akselin ohjaimen (axle guidance) välinen kiinnitys [69].

UIC:n kaksoislinkkijousituksella varustettujen kaksiakselisten vaunujen kaarreominaisuudet ovat hyvät. UIC:n kaksoislinkkijousituksella tehdyt mallinnustulokset osoittavat, että hyväkuntoinen kaksiakselinen vaunu, jonka akseliväli on 9,0 m, kykenee ohjautumaan hyvin vielä noin 400 metrin kaarresäteisen kaarteeseen läpi [30]. Kuvasta 58a voidaan havaita sen ohjautuvan kaarteissa esimerkiksi Y25-telimallia (kuva 45) paremmin. Yksi vaunun kaarreominaisuuden mittari on sen energiankulutuksen määrä vaunun ohjaavan pyöräkerran ulkokaarteeseen puoleisessa pyörässä: mitä huonommat kaarreominaisuudet, sitä suurempi energiankulutus [30]. Kaksiakselisen linkkijousitetun vaunun hyvien kaarreominaisuuksien vuoksi sen aiheuttaman radan kunnan heikentymisen on laskettu olevan 30–35 % vähäisempää (kuva 58b) kuin Y25-telillä, kun radan kaarresädejakauma on taulukon 11 mukainen. Merkittävimmin tekijöinä radan kunnan heikentymisen vähenemisessä oli kulumisen ja vierintäväsytymisen oleellinen pienentyminen [30].



Kuva 58. Linkkijousitetun kaksiakselisen (2-axle), linkkijousitetun G70-telin (link bogie) ja Y25-telin (Y25 bogie) väliset tutkimustulokset a) ohjaavan pyöräkerran ulomman pyörän energiankulutuksen ja b) radan kunnan heikentymisestä aiheutuvien kustannusten osalta [30],[70].

Taulukko 11. Kuvassa 58 esitettyssä tutkimuksessa käytetyn radan kaarresäteiden suhteellinen osuus [70].

Kaarresäde (m)	Suhteellinen osuus
250-400	1,1 %
401-550	2,8 %
551-900	13,9 %
901-1500	8,6 %
>1500	11,6 %
∞	62,0 %

Kaksoislinkkijousitetun kaksiakselisen vaunun ongelmana on sen keskinkertainen ajovakaus. Kaksoislinkkijousitetun vaunun kriittinen nopeus voi ongelmallisimmassa tapauksessa olla alle 50 km/h, mutta tavallisesti sen vaihteluväli on kuitenkin 70–110 km/h välillä riippuen jousituksen kunnosta ja vaunun kuormausasteesta. Tämä voidaan havaita taulukosta 12. Kuormatun kaksiakselisen vaunun kriittiseen nopeuteen vaikuttaa oleellisesti myös vaunurungon jäykkyys [30].

Taulukko 12. Kaksoislinkkijousitetun vaunun epästabiilit nopeudet erilaisilla tehollisilla kartiokkuuksilla ( $\gamma_e$ ), kuormausasteilla ja eriasteisesti kuluneilla vaakasuuntaisilla jousituksilla [70].

		Vaunurungon epästabiili kulku (km/h) Carbody Hunting			Pyöräkerran epästabiili kulku (km/h) Wheelset hunting		
Vaakasuurtaisen jousituksen kuluneisuus							
$\gamma_e$	Akselipaino (t)	Uusi	Keskimääräisesti Kulunut	Kulunut	Uusi	Keskimääräisesti Kulunut	Kulunut
0,12	22,5	109	100	72	–	–	–
0,12	6,5	71	73	53	122	119	109
0,42	22,5	–	77	–	159	–	149
0,42	6,5	62	56	50*	105	109	93

– epästabiilia kulkua ei havaittu 50-160 km/h alueella  
\* epästabiilin kulun nopeus on alle 50 km/h

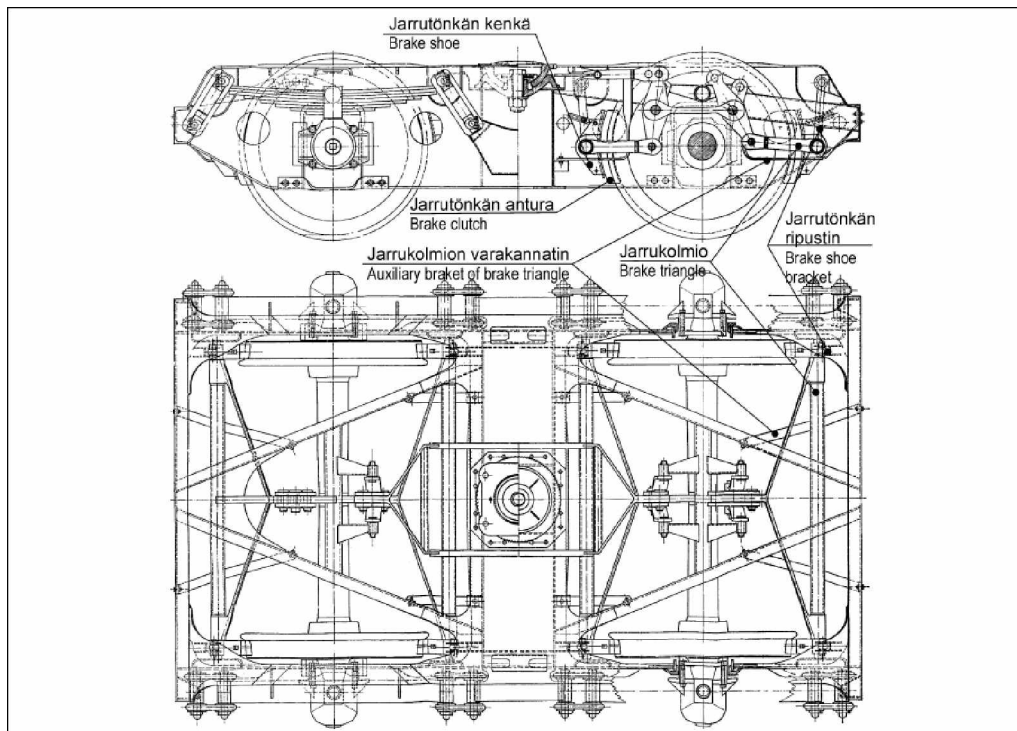
Kaksoislinkkijousitetun kaksiakselisen vaunun vaakasuuntaisen jousituksen kunto vaikuttaa myös epästabiilin kulun voimakkuuteen. Jönssonin [29] tekemät mallinnukset osoittavat kuormatun kaksiakselisen vaunun vaunurungon epästabiilin kulun alkavan 72 km/h nopeudessa ja aiheuttavan raiteeseen suurimmillaan noin 22 kN suuruisen poikittaissuuntaisen kuormituksen huonokuntoisella jousituksella. Hyväkuntoisella jousituksella vaunurungon epästabiili liike kehittyy vasta 109 km/h nopeudessa ja aiheuttaa raiteeseen suurimmillaan vain 10 kN suuruisen poikittaissuuntaisen kuormituksen. [70]

Kuormaamattoman kaksiakselisen vaunun vaunurungon epästabiili liike voi alkaa jo noin 50 km/h nopeudella ja sen raiteeseen aiheuttamat poikittaissuuntaiset voimat ovat noin 10 kN luokkaa. Nopeuden lisääntyessä 109 km/h:iin vaunun sivusuuntainen heilahtelutaajuus kasvaa yli 4 Hz, joka tarkoittaa sitä, että pyöräkertojen epästabiili liike alkaa. Pyöräkertojen epästabiilin liikkeen seurauksena vaunun raiteeseen aiheuttamat poikittaissuuntaiset kuormitukset kasvavat nopeasti nopeuden lisääntyessä. Vaunun saavuttaessa nopeuden 150 km/h sen raiteeseen aiheuttamat poikittaissuuntaiset kuormitukset ovat suurimmillaan jo noin 40 kN. [70]

### 4.2.3 Telirakenteet

Suomen rataverkolle rekisteröidyistä tavaravaunuista noin puolet on telillisiä vaunuja (luku 4.1.3). Telimallit K14 ja K16 kuuluvat tutkimuksessa saadun käsityksen mukaan Pohjois-Euroopassa yleisesti käytössä olevan UIC- standardin mukaisiin linkkijousitettuihin teleihin [68]. K17 on puolestaan Axiom Railin valmistama telimalli [71]. K16- ja K17-telimallit on hyväksytty osaksi tavaravaunu YTE:ä [72], joka määrittelee teleille seuraavanlaiset käyttörajat; K16-teleille on sallittu 20 tonnin akselipaino liikennöintinopeuden ollessa 120 km/h ja vastaavasti 100 km/h liikennöintinopeudella sallittu akselipaino on 22,5 tonnia [72]. K17-telimallille sallitaan 25 tonnin akselipaino liikennöintinopeuden ollessa 100 km/h ja vastaavasti 120 km/h:n nopeudella sen sallittu akselipaino on 22,5 tonnia [72]. K14-, K16- ja K17-telimallit ovat rungoltaan H-runkoisia telejä.

Telimallien K16 ja K14 rakenteet eroavat toisistaan telin jousituksen osalta. K14-telin pystysuuntainen jousitus on toteutettu lehtijousien avulla, kun K16-telin jousitus on taas toteutettu kaksiosaisten paraabelilehtijousien avulla (vrt. luku 4.2.2). K16- ja K14-telimalleissa käytetään linkkijousitusta, joka toimii samalla periaatteella, kuin kaksiakselisen vaunun kaksoislinkit (kuva 56). Laakeripesän ohjaimen ja laakeripesän välinen kiinnitys (kuva 57) on samankaltainen kuin kaksiakselisissa vaunuissa. Kuva 59 esitetään K14-telin rakenne.



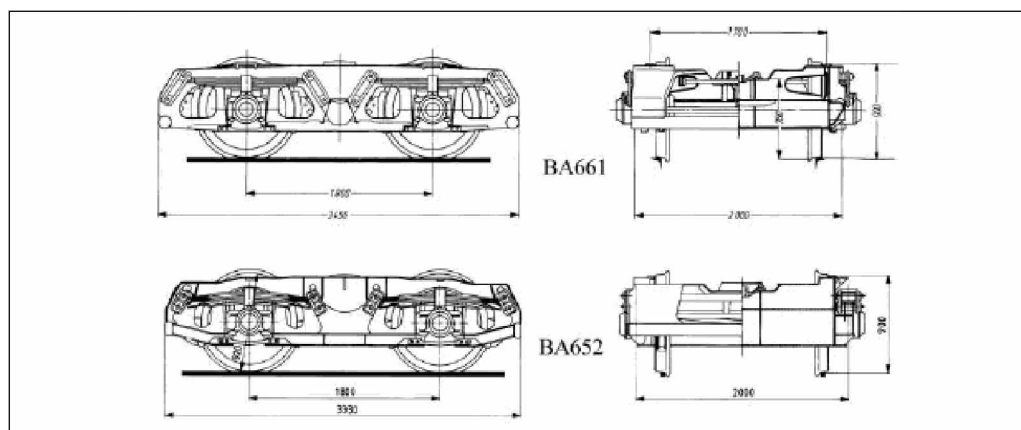
Kuva 59. K14-teli [73].

K14-telimalli on rakenteeltaan samankaltainen kuin ulkomaisessa kirjallisuudessa yleisimmin esiintyvä G70 linkkijousitettu (*link suspension*) telimalli. K14-telimalli vastaa mitä ilmeisimmin G762-telimallia, joka on paranneltu version G55-telimallista samoin kuin G70-telimalli [30],[74]. G70-telin pyöräkerroille mahdollistama liikkuma on sivusuunnassa  $\pm 23$  mm ja pituussuunnassa  $\pm 6$  mm [30].



Linkkijousitettujen telimallien kaarreominaisuudet ovat yleisesti ottaen hyvät, sillä G70-telillä tehdyt mallinnustulokset osoittavan sen ohjautuvan hyvin vielä noin 300 metrin kaarresäteisen kaarteeseen läpi (kuva 58). [70]

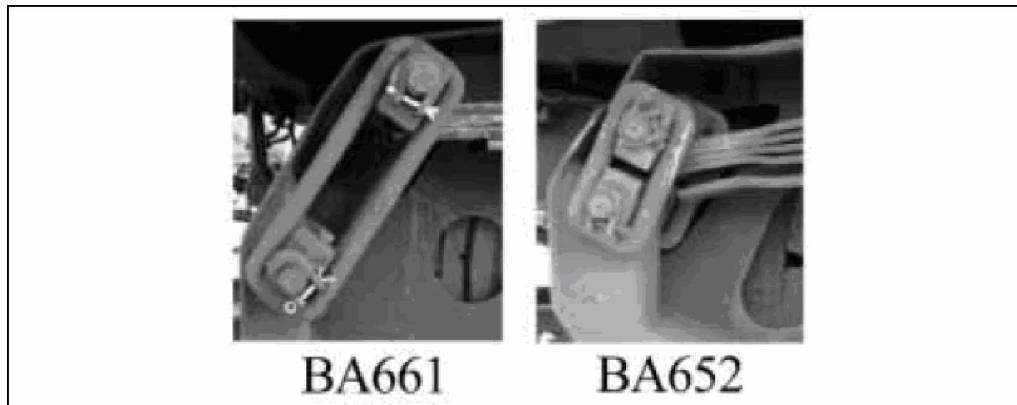
Molatefi et al. [34] mallinnuksen mukaan linkkijousitetun, telillisen vaunun kriittinen nopeus kuormaamattomana on varsin alhainen [34]. Mallinnuksessa käytettiin linkkijousitettuja BA661- ja BA652-telejä [34]. BA661- ja BA652-telien sallimat sivu- ja pituussuuntaiset liikkumavarat ovat samansuuruiset kuin esimerkiksi G70-telillä [30], [34]. BA661-telimallin rakenne vastaa ulkoisesti Suomessa käytettyä K14-telimallia ja vastaavasti BA652-telimalli vastaa ulkoisesti K16-telimallia. Molatefi et al. [34] käyttämät kisko- ja pyöräprofiilit vastaavat Suomessa käytettyjä profiileita. Tutkimuksesta saadut tulokset voivat täten antaa osviittaa kotimaisten K14- ja K16-telimallien ajovakaudesta. Kuvassa 60 on esitelty edellä mainitut telimallit.



Kuva 60. BA661- ja BA652-telimallit [34].

BA652-telimallilla varustetun kuormaamattoman vaunun kriittinen nopeus on 50 km/h. Vaunurungon epästabiili liike kehittyy jo 54 km/h nopeudessa, kun vastaavasti pyöräkertojen epästabiili liike kehittyy vasta 180 km/h nopeudella. BA661-telimallilla varustetun kuormaamattoman vaunun kriittinen nopeus on erittäin alhainen, sillä vaunurungon ja pyöräkertojen epästabiili liikettä voidaan havaita jo 40 km/h nopeudessa. Nopeuden kasvaessa 100 km/h sen epästabiili liike muuttuu sekasortoiseksi. [34]

Molatefi et al. [34] mallinnuksessa käytettyjen telien väliset ominaisuudet eroavat käytännössä vain primäärijousituksen puolesta. Pystysuuntainen jousitus on toteutettu BA652-telimallilla paraabelijousien avulla, kun vastaavasti BA661-telimallin pystysuuntainen jousitus on toteutettu lehtijousien avulla. Vaakasuuruntaisen jousituksen suurimpana erona on se, että BA661-telimallin jousitus on toteutettu pidemmän linkin avulla, kun BA652-telimallilla se on lyhyempi ja täten jäykempi (kuva 61). [34]



Kuva 61. BA661- ja BA652-telimallien linkkijousitukset. [34].

Ruotsissa tehtyjen tutkimuksien [70] mukaan G70 linkkijousitetun telin ja kaksiakselisten vaunujen ajovakautta voidaan parantaa esimerkiksi teleihin tai akseliin asennettavilla sivusuuntaista liikettä vaimentavilla hydraulisilla vaimentimilla kuitenkin kaarreominaisuuksia merkittävästi heikentämättä. Tutkimuksien mukaan kaksiakselisten vaunun ajovakauden todettiin olevan parempi 160 kilometrin tuntinopeudella hydraulisesti vaimennetuilla akseleilla, kuin tavallisella rakenteella 100 km/h nopeudella. Vastaavasti linkkijousitetuilla teleillä varustetulla vaunulla ajovakauden todettiin olevan hyvä vielä 160 km/h nopeudessa hydraulisesti vaimennetuilla teleillä. [70]

Suomessa käytössä oleva K17-teli (kuva 62) on Axiom Railin valmistama Axle motion III (AMIII) telimalli. Telimalli tuli markkinoille vuonna 1998 ja se on nykyisin käytössä Iso-Britanniassa ja Suomessa. AMIII:n on Y25-teliä vakaampi suurissa liikennöintinopeuksissa ja sen kaarreominaisuudet ovat paremmat. [71]



Kuva 62. K17-teli [71].

Valmistajan mukaan K17-telin ominaisuudet mahdollistavat 140 km/h liikennöintinopeuden sekä maksimissaan 30 tonnin akselipainon käytön. Telin sanotaan olevan rataystävällinen. Erityisesti sen rataan kohdistamien sivusuuntaisten voimien todetaan olevan vähäisiä. Näiden lisäksi AMIII-telin sanotaan olevan tavanomaisia telejä hiljaisempi. [71]

Office of Rail Regulation (ORR) Iso-Britanniassa on ottanut käyttöön uuden tavarakuljetuksia koskevan käyttöhinnaston. Käyttöhinnastossa on arvioitu eri kalust ominaisuuksien vaikutuksia radan vaurioitumiseen. Käyttöhinnastossa rataystävälliselle kalustolle on annettu pienemmät käyttö hinnat kuin rataa enemmän vaurioitta-

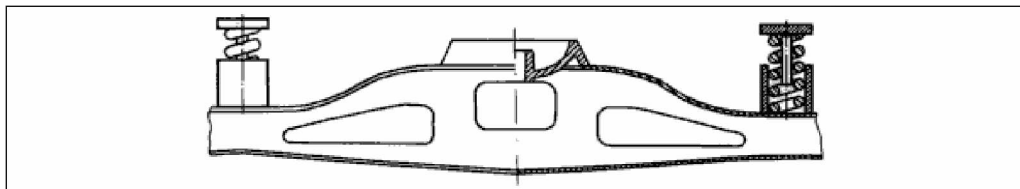
valle kalustolle. Vaunukohtainen käyttökustannus määräytyy jokaiselle vaunumallille sen kuormatun ja kuormaamattoman akselipainon, liikennöinti nopeuden, telijousituksen sekä jousittamattoman massan mukaan. Telijousitukset on jaoteltu seitsemään eri luokkaan, jotka on esitelty kuvassa 63. [75]

Suspension Description Band		Charge Factor Band
1	4 wheel wagon with pedestal type suspension	1.0980
2	4 wheel wagon having leaf springs, friction damped	1.0580
3	Bogie wagon with three piece bogie	1.0180
4	Bogie wagon with enhanced three piece bogie, e.g. 'swing motion', and parabolic 4 wheel wagon	0.9780
5	Basic bogie wagon with primary springs, e.g. Y25	0.9380
6	Bogie wagon with enhanced primary springs – Low Track Force bogies, TF25, 'Axle Motion III'	0.8980
7	Bogie wagon with enhanced primary springs and steering	0.8580

Kuva 63. Erilaisille telijousituksille määritetyt käyttökustannuskertoimet Iso-Britanniassa [75].

Axle Motion III -teli on luokiteltu telijousituksen mukaan luokkaan 6, joka on käytössä olevista teliluokista paras, sillä luokan 7 telejä ei ole vielä käytössä. Axle Motion III-telimalli kuuluu täten ORR:n luokittelun mukaan nykyisin käytössä olevista teleistä rataystävällisimpään luokkaan. [75]

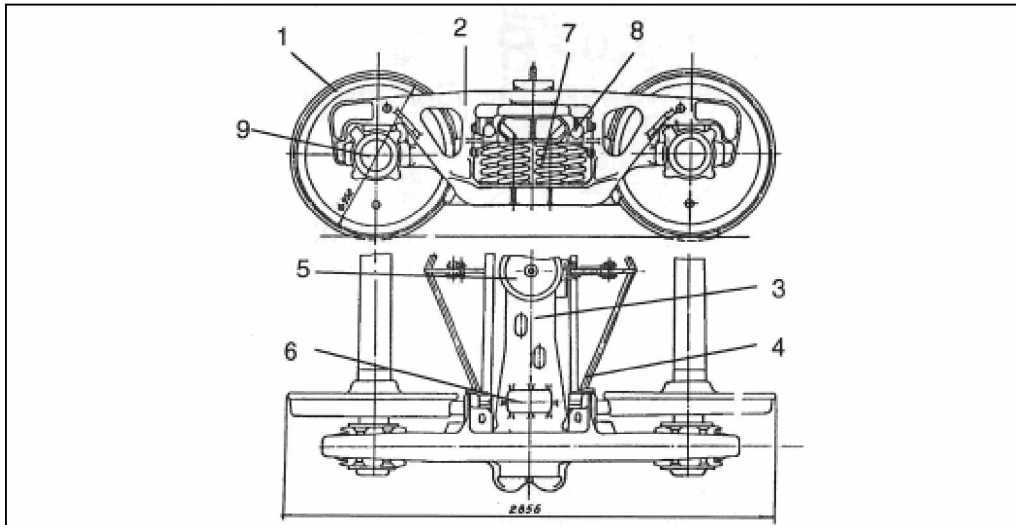
Suomessa käytössä olevissa K14- ja K16-teleissä telikeskiön ja vaunurungon välisenä liitoksena käytetään kitkaliitosta [32]. Vaunurunko tukeutuu telirunkoon puolipallon muotoisella liitoksella sekä joustavien sivutyynyjen (*side bearer*) avulla (kuva 64) [32]. Liitoksen hyviä puolia ovat sen pitkäikäisyys sekä se, että liitos ei mahdollista vaakasuuntaista liikkumavaraa. Liitoksen huonona puolena on palauttavan voiman puuttuminen, joka puolestaan heikentää telin oikaisukykyä siirryttäessä kaarteesta suoralle rataosuudelle. [2].



Kuva 64. Telin ja rungon välinen liitos [32].

#### 4.2.4 Idän liikenteen vaunut

Idän liikenteessä käytetään pääasiassa IVY-maiden rautatievaunuja [76], jotka puolestaan koostuvat suurelta osin venäläisen standardin mukaisista vaunuista. Venäjällä yleisimmin tavaravaunuissa käytetty telimalli on 18–100 (kuva 65), joka on tavanomainen kolmiosainen teli [32].



Kuva 65. Kolmiosainen Venäjällä yleisesti käytössä oleva model 18–100 telimalli. 1) Pyöräkerta (wheelset) 2) Sivupalkki (side frame) 3) Keskiö (bolster) 4) Jarruvipu (braking leverage) 5) Telikeskiö (centre bowl) 6) Jäykkä sivuttaistuki (rigid side bearings) 7) Kannatusjousi (suspension springs) 8) Kitka kiila (friction wedge) 9) Laakeripesä (axle box). [32]

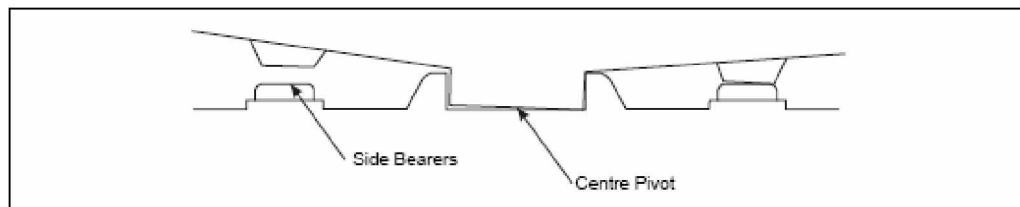
Kolmiosaisen model 18–100-telin kaarreominaisuudet ovat puutteelliset, sillä sen on todettu aiheuttavan radan lisääntyvää kulutusta alle 600 metrin kaarresäteisissä kaarteissa [77]. Telin heikko kaarrekäyttäytyminen johtuu suuresta kiertojäykkyydestä sekä telirungon alhaisesta jäykkyydestä, jonka vuoksi telirunko voi kieroutua (*warp*) kaarteessa kuvassa 28 esitetyllä tavalla. Telirungon kieroutumisesta aiheutuu pyöräkertojen ja raiteen välille tavanomaista suurempi kohtauskulma (*angle of attack*), jonka seurauksena mm. kuluminen ja/tai vierintäväsyminen lisääntyvät.

Kolmiosaisen model 18–100-telin jousittamaton massa on suuri, sillä sivupalkit on kiinnitetty jousittamattomasti pyöräkertoihin. Suuren jousittamattoman massan vuoksi telin pyöräkerran mahdollinen lovi aiheuttaa tavanomaista suuremman iskuvoiman pyörän ja kiskon välille. Jousittamattoman massan suurin vaikutus pyöräloven aiheuttamaan iskuvoimaan on iskuvoiman toisessa kuormituspiikissä (vrt. luku 3.2.3), jonka vaikutukset kohdistuvat erityisesti radan rakennekerrokseen. Tämän vuoksi telin suuri jousittamaton massa lyhentää radan rakenteiden käyttöikää.

Kolmiosaisen model 18–100-telin pystysuuntaisena jousituksena käytetään kitkajousitusta, jonka jäykkyys on suuri alhaisilla kuormituksilla. Jäykkä jousitus aiheuttaa ongelmia yleensä kuormaamattomalla vaunulla, sillä liian jäykkä jousitus ei salli riittävän suurta jousituksen liikkumavaraa, jotta jousitus kykenisi vaimentamaan liikettä tehokkaasti. Liian jäykästä jousituksesta seuraa vaunun ajo-ominaisuuksien heikentyminen. Kuormaamattomalla vaunulla jousituksen vähäinen liikkumavara lisää vaunun raiteilta suistumisriskiä. [32]

Kolmiosaisissa teleissä vaunurungon ja telin välisenä kiinnityksenä käytetään tavalista tasapohjaista kitkaliitosta. [32]. Tasapohjaisen kitkaliitoksen ongelmakohdat ovat lukuisat. Liitoksessa ei ole palauttavaa voimaa, jonka vuoksi telin oikaisukyky on heikko siirryttäessä kaarteesta suoralle rataosuudelle [2]. Kaarteissa vaunurunko nojaa sivuttaistukeen (kuva 66), jonka vuoksi kitkaliitoksen jäykkyys kasvaa ja teli vaatii suuremman ohjaavan voiman, kääntyäkseen kaarteeseen suuntaiseksi [32]. Suuremmas-

ta ohjaavasta voimasta johtuen pyörän ja kiskon väliset voimat korostuvat [32]. Tasapohjaisen kitkaliitoksen huonona puolena on myös sen keskinkertainen käyttöikä sekä vaurioitumisherkkyys [32].



Kuva 66. Tasapohjaisen kitkaliitoksen nojaaminen sivuttaistukeen kaarreaajossa [2].

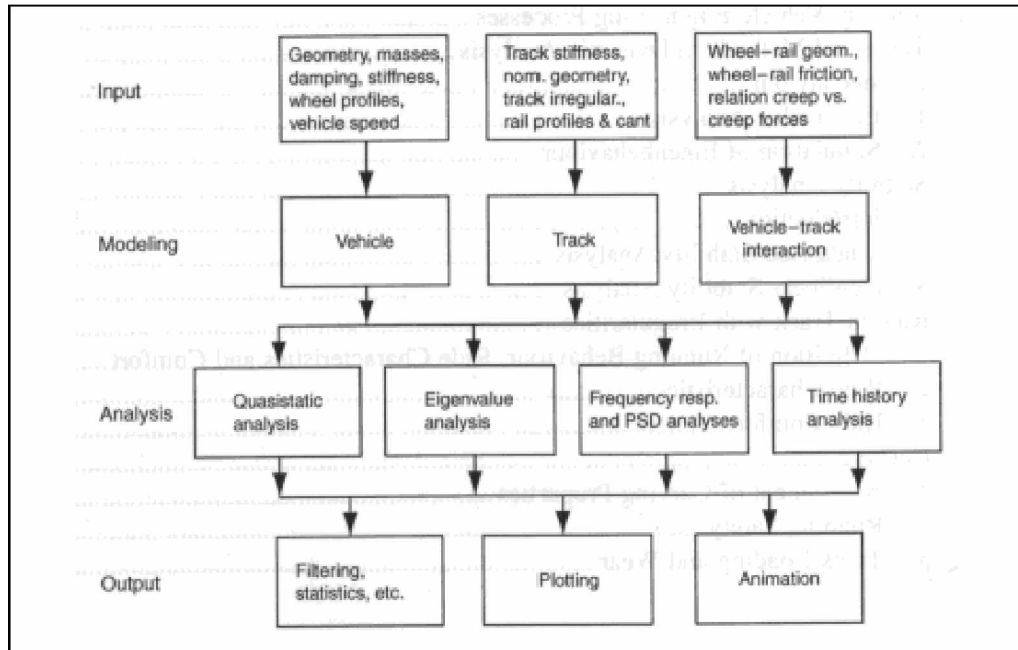
Myös kaluston pyöräkertojen ominaisuuksilla on merkittävät vaikutukset kaluston ajo-ominaisuuksiin. Pyöräkerran pyöräprofiilit sekä niiden kuluneisuusaste voivat mm. vaikuttaa olennaisesti kaluston ajo-ominaisuuksiin sekä pyörän ja kiskon väliin pintapaineeseen kotimaisella raideprofiililla. Pyöräkerran erilaiset mitat (ks. luku 4.2.1) voivat aiheuttaa ongelmia erityisesti vaihteissa, missä käyttötoleranssit ovat varsin pieniä.

## 4.3 Kaluston dynaamisen käyttäytymisen mallinnus

### 4.3.1 Mallinnuksen lähtökohdat

Rautatieteollisuus havaitsi tarpeen uudella työkalulla, jonka avulla kaluston dynaamista käyttäytymistä olisi mahdollista ennakoita. Tästä syystä kehitettiin ensimmäiset kaluston dynaamista käyttäytymistä mallintavat tietokoneohjelmistot noin 30 vuotta sitten. Mallinnusohjelmien kehittyminen on ollut nopeaa. Etenkin ohjelmistojen monikäyttöisyys ja visuaalisuus ovat kehittyneet tietokoneiden laskentatehon kasvun myötä. [78]

Mallinnusohjelmat ovat suunnittelijalle hyödyllinen apuväline, sillä kaluston dynaamiseen käyttäytymiseen vaikuttavat lukemattomat osatekijät, joiden huomioiminen on suunnittelussa erittäin vaikeaa ilman asianmukaista mallinnusohjelmistoa [78]. Yleisimmin mallinnusohjelmistoa käytetään uuden kaluston suunnittelussa, sillä mallinnuksen avulla kalliiden kenttätestausten määrää saadaan vähennettyä [78]. Mallinnusohjelmistoa käytetään usein myös seuraavissa tarkoituksissa: vanhan kaluston modifioinnin yhteydessä, kaluston ja radan vuorovaikutuksen mallintamisessa, kaluston komponenttien optimoinnin yhteydessä sekä standardien tekemisen yhteydessä sallittuja voimia ja kiihtyvyyksiä määrittäessä [32]. Mallinnuksen kulkukaavio tarvittavine syötteineen esitetään kuvassa 67.

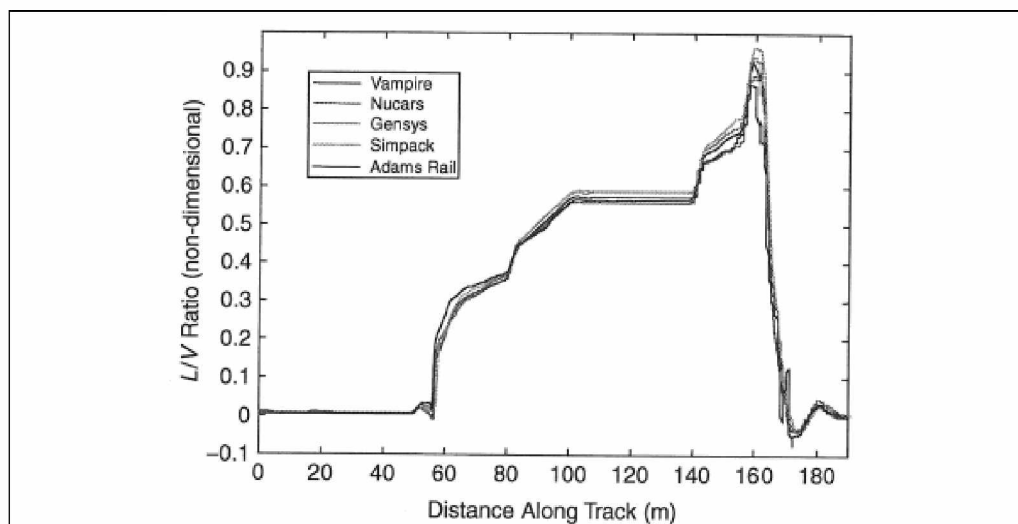


Kuva 67. Mallinnuksen kulkukaavio. [32]

Nykyaikaisien mallinnusohjelmien ongelmakohtia ovat mm. itseohjautuvat komponentit, elektronisesti ohjatut mekanismit, standardista poikkeavat ilmajouset, vaimentimet yms. Näiden komponenttien toimintaa eivät kaikki mallinnusohjelmistot kykene mallintamaan luotettavasti, sillä niiden käyttäytyminen on epälineaarista. Puutteistaan huolimatta mallinnusohjelmistot ovat saavuttaneet rautatieteollisuuden yleisen hyväksynnän luotettavana työkaluna. [78]

#### 4.3.2 Mallinnusohjelmien vertailu

Mallinnusohjelmia on useita erilaisia, mutta monipuolisia rautatieteollisuuden yleisesti hyväksymiä ohjelmistoja on vain muutama. Yleisesti tunnettuja mallinnusohjelmistoja Iwnicki et al. [32] mukaan ovat; Vampire, Gensys, Simpack, Nucars ja Adams Rail. Manchesterissä tehdyssä tutkimuksessa [79],[80] vertailtiin edellä mainittujen mallinnusohjelmistojen mallinnustulosten välisiä eroja. Tutkimuksen yhtenä tarkoituksena oli arvioida mallinnusohjelmien mallinnustuloksia ohjelmistosta riippumatta. Ohjelmistoilla tehtiin mm. kaluston raiteiltasuistumisriskin mallinnusta, jonka tulokset on esitetty kuvassa 68. Tutkimustulokset osoittivat eri ohjelmistojen päätyvän varsin hyvään yksimielisyyteen mm. kaluston suistumisriskin osalta. [32]



Kuva 68. Vaunun raiteiltasuistumisriskin ilmaisimena yleisesti käytetyn telin ohjaavaan pyöräkerran kaartein ulompaan pyörään kohdistuvien sivusuuntaisen kuorman suhde pystysuuntaiseen kuormaan ( $L/V$  ratio) ja sen kehittyminen vaunun radansuuntaisen siirtymän mukaan [32].

Shen & Pratt esittelivät tutkimuksessa [78] VTSD\_simu-mallinnusohjelmistoa, jonka sanotaan edustavan mallinnusohjelmiston uutta sukupolvea [78]. VTSD\_simu -mallinnusohjelmiston sanotaan olevan nykyisiä ohjelmistoja muuntautumiskykyisempi, sillä se on kehitetty tavanomaista joustavampaan Matlab/Simulink -käyttöympäristöön. Mm. tämän vuoksi VTSD\_simu-ohjelmiston sanotaan soveltuvan nykyaikaisia mallinnusohjelmistoja paremmin nykyään ongelmallisten epälineaaristen komponenttien mallinnukseen. [78]

Eri mallinnusohjelmistojen käytettävyydessä on eroja ainakin käytetyn laskenta-ajan osalta. Shen ja Pratt [78] vertasivat tutkimuksessaan mm. mallinnuksiin kuluva aikaa eri ohjelmistoilla (taulukko 13). Gensys ja Adams Rail ohjelmistoilla tehtyihin mallinnuksiin kulunut laskenta-aika oli paljon pidempi muihin ohjelmistoihin verrattuna. Nykyaikana tietokoneiden laskentatehon kasvaessa laskenta-ajat ovat oletettavasti lyhentyneet, mutta toisaalta ohjelmistot ovat monipuolistuessaan muuttuneet toiminnaltaan raskaammiksi. Tämän vuoksi laskenta-ajoissa voi olla vielä nykypäivänä merkittäviä eroja.

Taulukko 13. Mallinnukseen kulunut laskenta-aika eri mallinnusohjelmistoilla [78].

Ohjelmisto	Laskenta-aika (s)	Tietokone
Vampire	62	PII 300
Gensys	3591	P 200
Simpack	95	PII 300
Adams	2470	PII 300
Nucars	93	P 200
VTSD_simu	18	P 200

Ohjelmistojen komponenttipankkien soveltuvuus haluttuihin tarkastelukohteisiin on selvitetävä, sillä valmiit komponenttimallit helpottaisivat erityisesti ohjelmiston käyttöönottovaihetta.

## 5 Kaluston ja radan kunnon hallintamenetelmiä

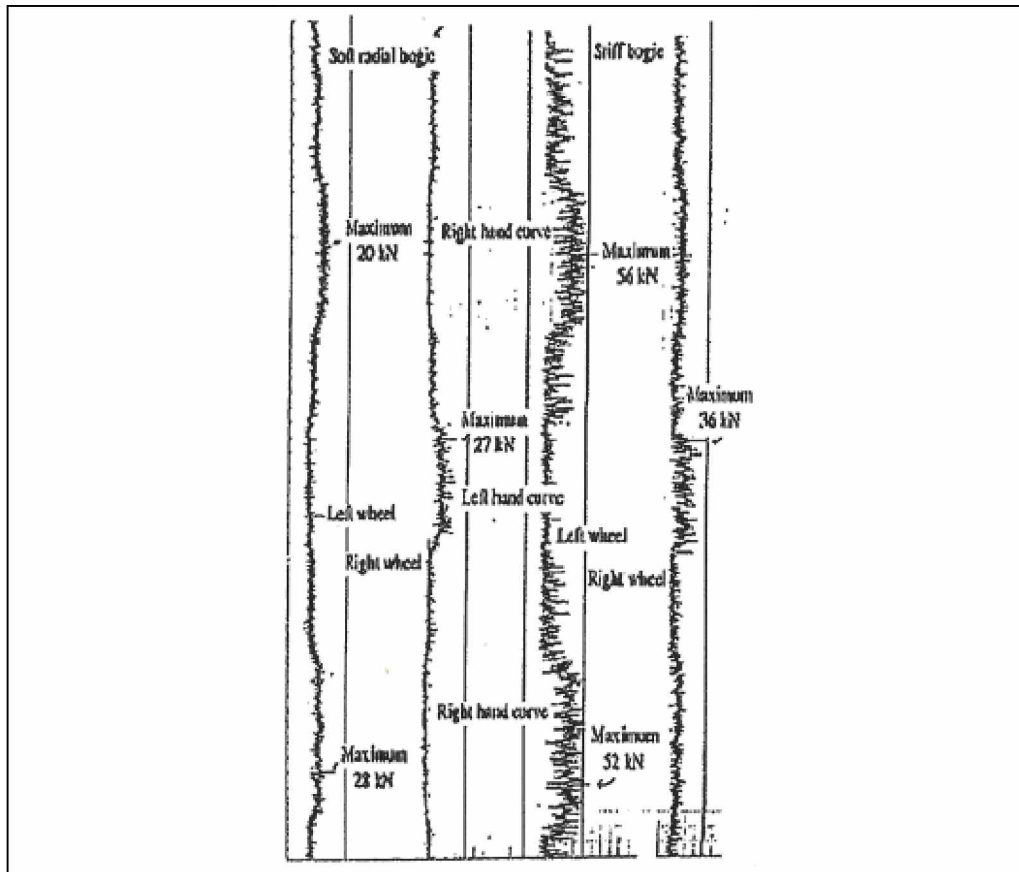
### 5.1 Instrumentoitu pyörä

#### 5.1.1 Instrumentoidun pyörän historia

Radan ja junan välisen vuorovaikutuksen, kaluston epävakauden, suistumissyiden sekä kiskon ja pyörän kulumisen tunnistaminen ja analysointi oli vielä viisikymmentä vuotta sitten varsin puutteellista. Tähän oli luontainen selitys, sillä ennen vuotta 1955 pyörän ja kiskon välisiä dynaamisia voimia ei ollut vielä mitattu, joten tähän aikaan käytettyjä matemaattisia ja graafisia laskentamalleja radan ja junan väliselle vuorovaikutukselle ei kyetty varmentamaan käytännön tiedoilla. Käytännön mittaustulosten ja teorian yhdistäminen alkoi, kun ensimmäiset instrumentoidulla pyörällä mitatut tulokset julkaistiin. Mittaustulosten julkistamisen jälkeen alkoi pitkäkestoinen kehitystyö niin instrumentoidun pyörän kuin kaluston mallintamisen saralla. Nykypäivään tultaessa menetelmät ovat kehittyneet paljon niin käytettävyydeltään kuin mitaustarkkuudeltaan. [81]

Instrumentoitu pyörä on mittaustaitteisto, jolla voidaan mitata pyörän ja kiskon välisiä voimia, niin vaaka- kuin pystysuunnassa [82]. Instrumentoidun pyörän käyttöhistorian aikana sitä on käytetty lukuisiin eri käyttötarkoituksiin [81]. Kuvassa 69 on nähtävissä esimerkki instrumentoidun pyörän mittaustuloksista kahdella erilaisella telimallilla mitattuna [81].





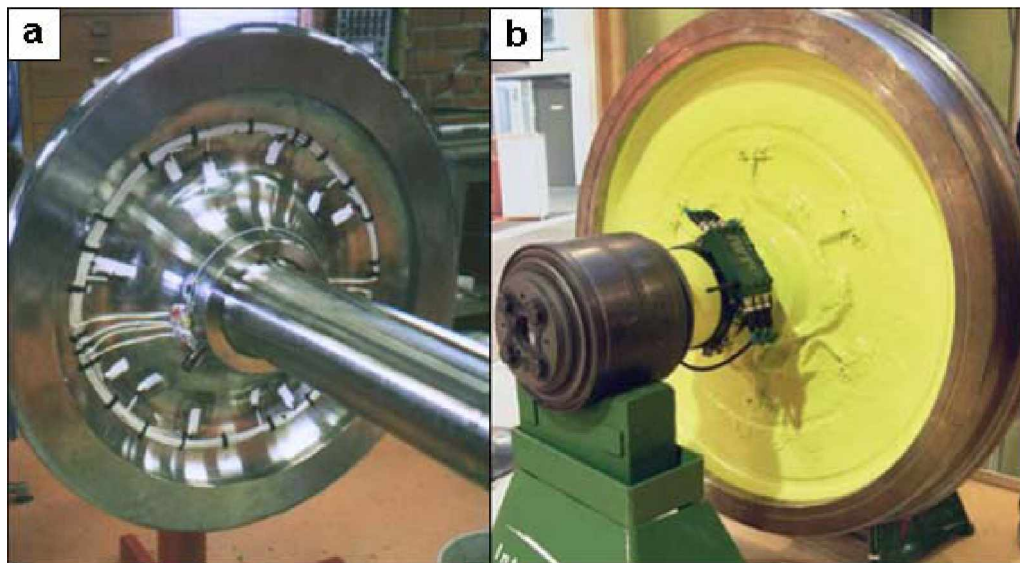
Kuva 69. Instrumentoidun pyörän mittaustuloksia kaluston rataan kohdistamista sivusuuntaisista voimista. Mittaukset on tehty samalla rataosuudella kiertojäykkyydeltään alhaisella (soft radial bogie) ja jäykällä (stiff bogie) telillä. [81]

### 5.1.2 Mittalaitteiston toimintaperiaate

Instrumentoituun pyörään kohdistuvan voiman mittaus tapahtuu pyörän sivulevyn sisä- ja ulkopintaan asennettujen venymä-antureiden avulla. Venymä-antureiden avulla mitataan pyörän sivulevyn muodonmuutoksia, joiden suuruus ja sijainti vaihtelevat pyörään kohdistuvan voiman mukaan. Pyörän sivulevyn muodonmuutosmittausten ja tiedonkäsittelyn avulla pyörään kohdistuvat pysty- ja vaakasuuntaiset voimat on mahdollista laskea. Mittalaitteistojen antamat tulokset ovat tavanomaisesti hyviä, sillä niiden toistotarkkuus on tavallisesti noin 5-10 % luokkaa. [32]

### 5.1.3 Mittalaitteistovaihtoehdot

Instrumentoitujen pyörien mittausperiaatteet voidaan jakaa käytännössä kahteen eri menetelmään, jotka ovat: ns. pyörän sivulevy- (*wheel web method*) (kuva 70b) ja puolapyörä-mittausmenetelmät (*spoked wheel method*) (kuva 70a). Mittausmenetelmien merkittävin ero on se, että pyörän sivulevy-mittausmenetelmää voidaan käyttää sitä mitenkään työstämättä lähes millaisessa pyöräkerrassa tahansa, kun vastaavasti puolapyörä-mittausmenetelmä vaatii tarkoitukseen soveltuvan pyöräkerran sekä sen työstämistä. Tästä syystä pyörän sivulevy-mittausmenetelmä on nykyisin eniten käytetty mittausmenetelmä. [32]



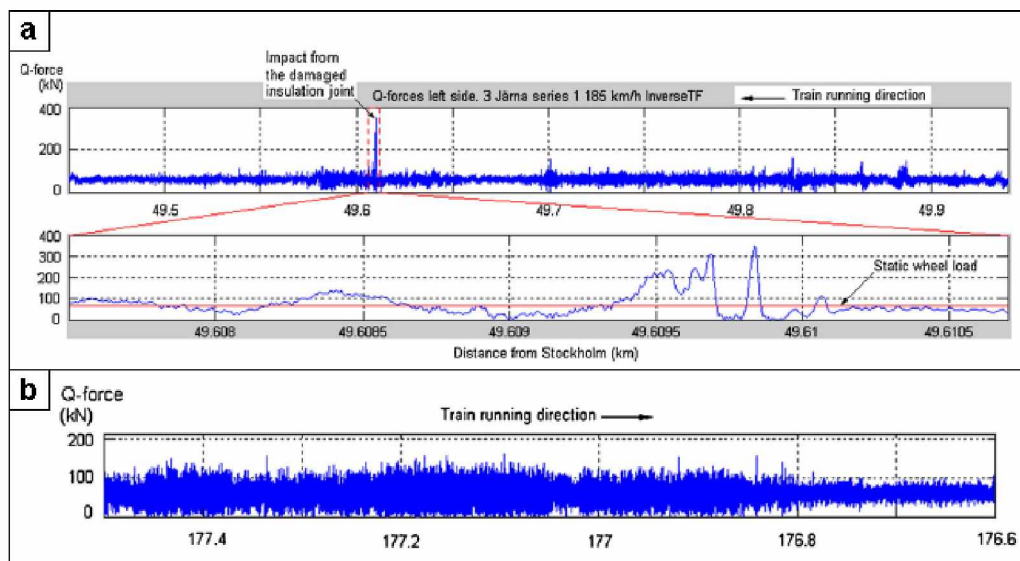
Kuva 70. Interfleetin valmistamat instrumentoidut pyörät a) IWT3 b) IWT4 [83].

Eri valmistajien mittalaitteistoja on useita. Mm. Ensco rail group, TTCI, TMRS ja Interfleet ovat valmistaneet instrumentoituja pyöriä. Tunnetuimmat mittalaitteistot lienevät Interfleetin valmistamia.

#### 5.1.4 Käyttömahdollisuudet

Instrumentoituja pyöriä on käytetty käyttöhistoriansa aikana onnistuneesti mm. kaluston hyväksymisessä, turvallisuuden parantamisessa, nopeuden nostohankkeissa, kaluston suunnittelussa, mallinnuksen tukena sekä radan kunnon mittauksessa [81],[82]. Instrumentoidun pyörän käyttömahdollisuuksia tarkastellaan tässä luvussa radan kunnon mittauksen osalta.

Radan kunnon mittaukseen instrumentoitu pyörä soveltuu erittäin hyvin, sillä se havaitsee radan epätasaisuuksista liikkuvaan junaan ja rataa aiheuttavat dynaamiset kuormitukset [1]. Gullers et al. [84] mittasivat useiden eri rataosuuksien radan pinnan epätasaisuutta matkustajajunaan asennetun instrumentoidun pyörän avulla. Tutkimuksen mittaustuloksia on esitetty kuvassa 71.



Kuva 71. Instrumentoidun pyörän pystysuuntaisen voiman mittaustuloksia eri rataosuuksilta, missä osuudella a) on vaurioitunut eristysjatkos (kuva 72a) ja osuudella b) esiintyy kiskon pinnan aaltoilua (kuva 72b) [84].



Kuva 72. Kiskon pinnan epätasaisuuksia a) kiskon pään lävistymä eristysjatkoksessa b) kiskon pinnan aaltoilua [82].

Instrumentoidulla pyöräkerralla voidaan havaita radan kunnosta (mm. geometriasta) aiheutuvat kuormitukset. Tästä syystä instrumentoitu pyörä on käytössä mm. USA:ssa Federal Railroad Administration (FRA) radan kuntoa tarkkailevassa tutkimusvaunussa [1].

## 5.2 Liikkuvan junan pyöräprofiilien mittaaminen

Pyöräprofiili mitataan tavanomaisesti varikolla joko käsikäyttöisten tai automaattisten mittalaitteiden avulla. Varikolla mitataan tavanomaisesti pelkästään huoltoon tulneiden pyöräkertojen pyöräprofiilit. Pelkästään huollettavien vaunujen pyöräprofiilien mittaamisella ei saada kattavaa kuvaa rataverkolla liikkuvan kaluston pyöräprofiileis-

ta. Tästä syystä rautatieteollisuus on nähnyt tarpeelliseksi kehittää liikkuvan junan pyöräprofiilien mittausten menetelmiä.

TTCI:n 2002 [85] tekemät kenttävertailut eri mittalaitteistoille osoittivat niiden toimivan kohtalaisesti. Nykypäivään tultaessa niin mittalaitteistojen mittaustarkkuus kuin käytettävyys ovat edelleen kehittyneet, sillä esimerkiksi laitteistovalmistaja Tecno gamma ilmoittaa Imtram mittalaitteistonsa mittaavan pyöräprofiilin jo  $\pm 0,2$  mm tarkkuudella jopa 120 km/h nopeudella liikkuvasta junasta [86].

Mittalaitteistot perustuvat lasermittaukseen, jolla laitteistot muodostavat tarkan kuvan pyöräprofiilin muodosta. Tuloksista voidaan seurata haluttuja pyöräprofiilin käytöraja-arvoja, kuten esimerkiksi pyörän kehän kulumaa. Laitteistot kykenevät usein mittaamaan pyöräprofiilin lisäksi myös pyörien kohtauskulman (*angle of attack*) junan ohittaessa mittalaitteiston.

### 5.2.1 Laitteistovaihtoehdot

Verkkohaun perusteella mittalaitteistovaihtoehtoja on tarjolla runsaasti mm. Beena Vision, KLD Labs, Tecno gamma, Ansys Rail, Reeves, AEAT/Alstom, LynxRail ja Dr. Kambiz Nayebe ovat kehittäneet liikkuvan junan pyöräprofiilin mittausten menetelmän.

Beena Vision Systems:in kehittämä WheelView on radan varrella toimiva liikkuvan junan pyöräprofiilin mittaustarjous. WheelView kykenee laitteistovalmistajan mukaan mittaamaan pyöräprofiilin jopa 120 km/h nopeudella liikkuvasta junasta. WheelView:iä käytetään pyörien kulumisen monitorointiin, kunnossapidon aikataulutamiseen sekä vähentämään liiallisesti kuluneen pyörän aiheuttamia vaurioita. Laitteisto on esitetty kuvassa 73. [87]



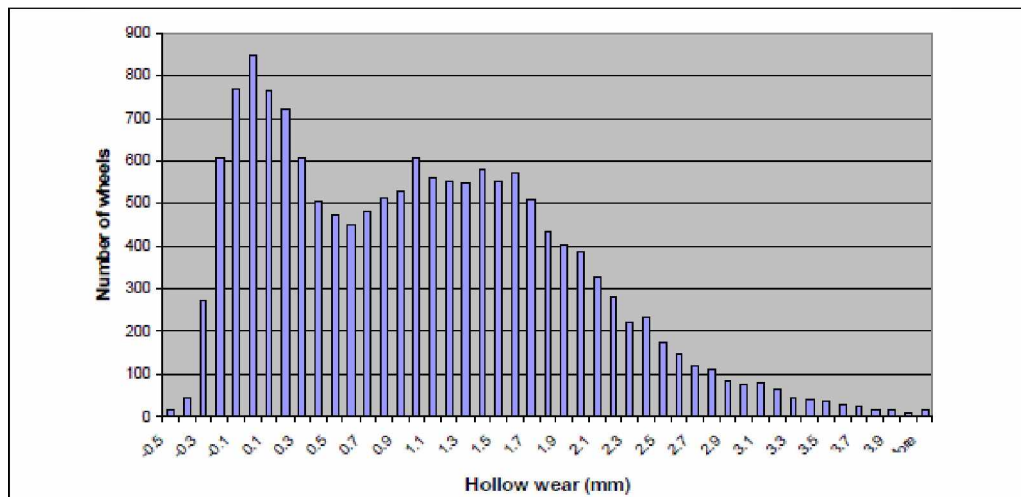
Kuva 73. WheelView pyöräprofiilin mittaustarjous [88].

WheelView mittalaitteiston käyttölämpötila on valmistajan mukaan  $-40 \dots +60$  asteen välillä, kun LIMO 1:n mukaan Suomessa ulkoilman lämpötilan katsotaan olevan  $-35 \dots +30$  asteen välillä [87]. Laitteistovalmistajan mukaan lumen ja jään aiheuttamiin mittaustarjousongelmiin on kehitetty erilaisia ratkaisuja, joiden avulla laitteiston tulisi toimia ympäri vuoden [88].



### 5.2.2 Käyttömahdollisuudet

Pyöräprofiilien jatkuvalla kunnon seurannalla havaitaan liiallisesti kuluneet tai muuten ongelmallisen profiilin pyöräkerrat tavanomaista määrääikaishuoltoa nopeammin. Esimerkiksi Etelä-Afrikan rataverkosta ja liikennöinnistä vastaavan Transnet'in kaluston kunnon seurannassa käytetään mm. Ansys Rail'in kehittämää pyöräprofiilin mittausrakennetta, jolla saatuja pyöräkertojen kehän kulumien mittaus tuloksia on esitetty kuvassa 74.



Kuva 74. Ansys Rail'in liikkuvan junan pyöräprofiilin mittausrakennetta Transnet'in kaluston pyöräprofiileiden kehän kuluneisuudesta [89].

Rautatiellä liikkuvan kaluston pyöräkertojen profiileissa on paljon vaihtelua, sillä osa pyöräprofiileista on ollut alun alkaen erilaisia sekä niiden kuluneisuusasteet vaihtelevat [44]. Tämän vuoksi kiskoprofiilin optimointi kyseisellä rataosuudella liikkuvalla kalustolle on usein ongelmallista. Liikkuvan junan pyöräprofiilin mittausrakennella on mahdollista kartoittaa kaluston pyöräprofiileita laaja-alaisesti ja muodostaa niiden kautta käsitys keskimääräisestä rataosuudella liikkuvasta pyöräkerrasta. Pyörä- ja kiskoprofiilien avulla pyörien ja kiskon yhteistoimintaa voidaan tarkkailla ja tarvittaessa optimoida esimerkiksi kiskohionnalla. Tämän lisäksi poikkeuksellisesti kuluneet pyöräkerrat, jotka eivät yhdessä kiskoprofiilin kanssa muodosta vaadittua tehollista kartiokkuutta, on mahdollista havaita. Optimaalisesta pyörän ja kiskon kontaktista saatavia etuja ovat mm. alentuneet pintapaineet, kaluston ajovakauden ja kaareominaisuuksien parantuminen sekä pyöräprofiilin tasaisempi kuluminen [44].

Mittalaitteistolla voidaan myös tutkia vaunun eri pyörien kuluneisuutta. Pyörien kuluneisuusmalleja tutkimalla voidaan havaita ongelmallisesti ohjautuvat vaunut. Esimerkiksi vaunun telien ohjaavien pyöräkertojen laipan kulumat kertovat vaunun puutteellisesta kaarrekäyttäytymisestä.

Osa mittalaitteistoista kykenee mittaamaan myös pyörän kohtauskulman, jonka seurannalla voidaan havaita esimerkiksi telin huonosta kunnosta johtuvaa jatkuvaa laipapakosketusta aiheuttava pyöräkerta tai vastaavasti poikkeuksellisen suuren kohtauskulman aiheuttava pyöräkerta. Kaluston ajo-ominaisuuksien mittaamiseen on kehitetty kuitenkin erillisiä mittalaitteita, joiden avulla voidaan havaita esimerkiksi epästa-

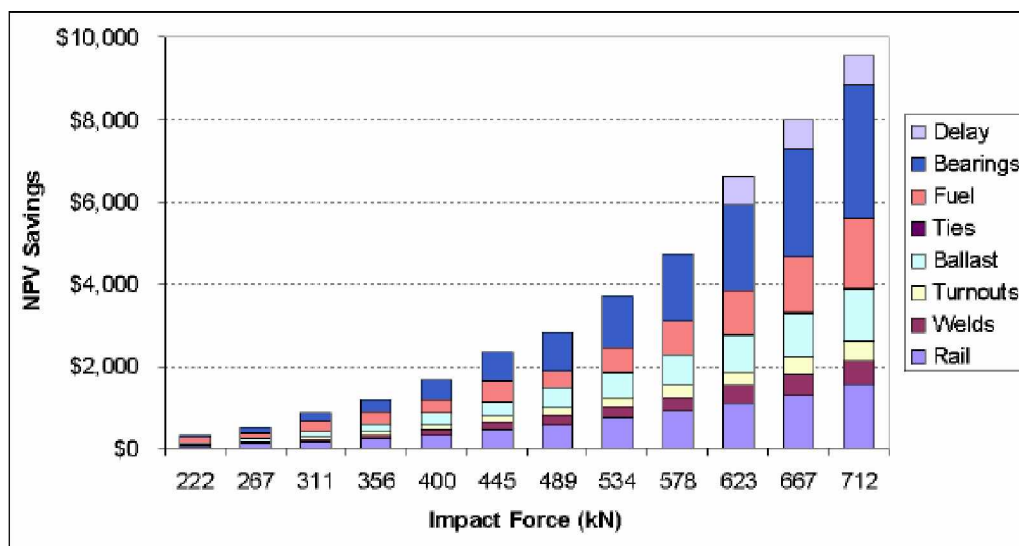
biilissa kulussa oleva vaunu. Kyseisiä mittalaitteistoja käytetään mm. Pohjois-Amerikassa pyörävoimailmaisimien yhteydessä [90].

## 5.3 Pyörävoimailmaisin

Pyörävoimailmaisin on radalle asennettava mittalaitteisto, joka havaitsee ohittavan junan pyörien aiheuttamat kuormitukset. Pyörävoimailmaisimen pääasiallinen käyttötarkoitus on pyörävikojen dynaamisen kuormitusosan havainnoiminen. [91]

Pyörävoimien mittaaminen on vaativaa, koska juna liikkuu nopeasti mitta-anturien yli ja kisko välittää siihen kohdistuvan voiman epätasaisesti sitä kannatteleville pölkyille. Tämän takia kisko jaetaan punnitusalueisiin, joiden päissä on anturit. Punnitusalueen päiden antureista saadaan tietoa siitä, kuinka paljon voimaa välittyy punnitusalueen ulkopuolella oleville pölkyille. Pyörän aiheuttama pystykuormitus saadaan yhdistämällä punnitusalueen pölkkysten ja kiskon välisten voima- ja leikkausvoima-antureiden tiedot. Junan etenemistä mitta-alueella seurataan leikkausvoima-anturien avulla. Eri valmistajilla on tähän toisistaan poikkeavia ratkaisuja, joita käsitellään tarkemmin lähteessä [8].

Pyörävikojen aiheuttamien kuormituslisäysten kustannuksia on arvioitu Association of American Railroad:in (AAR) toimesta. AAR:n tekemät mittaukset ja niistä tehdyt kustannusarviot perustuvat pohjoisamerikkalaiseen kalustoon ja rataan. Tutkimuksessa on arvioitu pyörävikaisen vaunun korjaamisen kustannushyötyjä kutakin liikennöityä 40000 km kohti. Tutkimusten mukaan noin 420 kN suuruisen iskuvoiman aiheuttavan pyörävian korjauksesta saatavat hyödyt suhteessa pyörävian korjaamatta jättämiseen ja sen aiheuttamiin vaurioihin 40000 km liikennöinnin aikana ovat noin 2000 \$ (kuva 75), joka jakautuu radan pitäjän ja liikennöitsijän kesken suurin piirtein puoliksi [36].



Kuva 75. Iskuvoimien suuruudet ja niitä aiheuttavien pyörävikojen korjaamisesta saatavat kustannussäästöt pyörävikojen korjaamatta jättämiseen suhteutettuna, kun korjaamatta jääneiden pyörien oletetaan liikennöivän 40000 km ennen korjausta [17].

Monipuolisilla mittalaitteistoilla kyetään mittaamaan vaunun kokonaismassaa sekä sen jakautumista akseleiden välille. Akseleihin kohdistuvien kuormitusten seurannalla voidaan tarkkailla akselipainojen pysymistä sallituissa rajoissa sekä havaitsemaan ajo-ominaisuuksia heikentävän epätasaisesti kuormatut vaunut. [90]

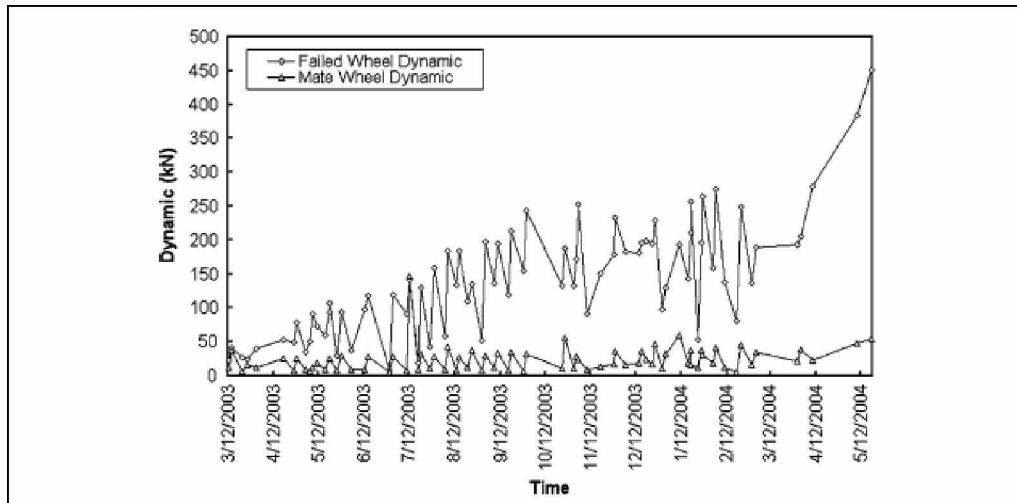
Kaluston ajonopeuden tulee olla mittauspisteellä sama kuin liikennöitäessä, sillä esimerkiksi monikulmaisiksi kuluneiden pyörien aiheuttama dynaaminen kuormitus lisääntyy varsin tasaisesti nopeuden kasvaessa (vrt. luku 3.2.4).

Pyörävoimailmaisimella mitatulle pyörävoimalle asetetut raja-arvot vaihtelevat merkittävästi eri puolilla maailmaa. Esimerkiksi Pohjois-Amerikassa raja-arvona käytetään noin 400 kN pyörävoimaa [91], kun vastaavasti Saksassa maksimaalinen pyörävoima saa olla 1,85-kertainen staattiseen pyöräkuormaan nähden [8]. Pohjois-Amerikan pyörävoiman raja-arvon suuri arvo johtuu osin alhaisesta huoltokapasiteetista, sillä hyöty-kustannus-analyysin mukaan pyörävoiman raja-arvon asettaminen alemmalle tasolle olisi vielä kustannustehokasta. Raja-arvojen väliset erot johtuvat myös osin siitä, että Pohjois-Amerikassa liikenne on suurelta osin raskaan akselipainon tavaraliikennettä, mutta Saksassa se on sekaliikennettä. Suomen rataverkolla liikennöi niin tavara- kuin henkilöjunia, joiden akselipainoissa on merkittäviä eroja. Tämän vuoksi pyörävoiman raja-arvon on syytä olla sidottu tietyssä suhteessa staattiseen pyöräkuormaan, sillä pelkkä pyörävoiman suurin sallittu vakio arvo sallisi liian suuret viat alhaisen akselipainon henkilöjunissa, mikä heikentäisi puolestaan ajoturvallisuutta. Pyörävoimalle tulisi määrittää useita eri raja-arvoja ja kyseisille arvoille olisi määriteltävä niiden ylityksestä seuraavat toimenpiteet. Esimerkiksi toimenpidevaatimuksena voitaisiin esittää, että tietyn dynaamisen pyörävoiman raja-arvon ylitettyään juna joutuisi hidastamaan nopeuttaan ja kyseinen vaunu tulisi poistaa junasta lähimmällä varikolla. Vastaavasti raja-arvo voisi pitää sisällään vain sen, että kyseisen pyöräkerran pyörävoiman kehittymistä seurattaisiin jatkossa tehostetusti. Vaunuihin asennettavien tunnistajien avulla raja-arvot voivat olla vaikka vaunukohdaisia.

Pyörävikoja voidaan tarkkailla myös erilaisilla pyörävoimajakaumasta tehtyjen normaali voimajakaumien raja-arvojen avulla, joilla voidaan havaita mm. rosopyörät, jotka aiheuttavat kuormituksen kasvua rataa ja kalustoon raja-arvoa kuitenkin ylittämättä.

Talviolosuhteissa pyörävoiman suurimpia sallittuja arvoja saattaa olla syytä rajoittaa kesäaikaan enemmän, sillä talviolosuhteissa kiskoteräksen lämpötila voi olla talvella yli 40 astetta sen neutraalilämpötilaa pienempi, jolloin kiskoon kehittyy suuria vetojännityksiä. Suurien vetojännitysten vuoksi kisko on herkempi vaurioitumaan dynaamisen junakuorman vaikutuksesta. [92]

Pyöräkertojen kunnon kehittymisen mittaaminen on tärkeää, sillä mm. rakennevaurioita sisältävät pyöräkerrat vaurioituvat käytössä lovipyöriä nopeammin [91]. Nopeamman vaurioitumisen vuoksi vian kehittyminen on syytä huomata riittävän ajoissa, ennen kuin pyörä rikkoutuu ja aiheuttaa vakavan turvallisuusriskin. Tämän vuoksi pyörävikojen aiheuttamaa dynaamisen kuorman kehittymisnopeutta seurataan mm. Pohjois-Amerikassa [91]. Esimerkkiä rakennevaurioita sisältävän pyöräkerran dynaamisen pyörävoiman kehittymistä on tarkasteltu kuvassa 76.



Kuva 76. Rakenteellisesti vioittuneen pyörän sisältävä pyöräkerta ja sen dynaamisten pyöräkuormien mittaustuloksen kehittyminen ajan suhteen. [91]

Kuvan 76 mittaustulokset ovat pyörävoiman maksimiarvoja, joiden vaihtelu johtuu pyörän ja kiskon välisen kontaktikohdan vaihteluista, jonka vuoksi kapea pyörälovi ei välttämättä edes osu pyöräkerran sivuttaissiirtymän seurauksena kiskoon jokaisella pyöräkerran pyörähdyksellä.

## 5.4 Kaluston automaattiset tunnistusmenetelmät

### 5.4.1 Mittalaitteistosta saatavat hyödyt

Liikennöinnin vapautumisen seurauksena radanpitäjän on mahdollistettava tasapuolinen kilpailuasema liikennöitsijöiden välillä. Kaluston kunnon mittalaitteistot ovat oivallinen työväline eri liikennöitsijöiden kaluston kunnon ja kalusto-ominaisuuksien tasapuoliseen seuraamiseen.

Kaluston kunnon mittausmenetelmistä saadut hyödyt realisoituvat käytännössä vasta kaluston automaattisen tunnistusmenetelmän myötä, sillä sen avulla mittaushavainnot on mahdollista yhdistää tiettyyn pyöräkertaan. Kaluston automaattiset tunnistusmenetelmät mahdollistavat pyörävoimailmaisimen kanssa mm. pyörävikojen kehittymisen, rataosuudella liikennöivän kaluston ja kunkin kalustotyypin kokonaisliikennemäärän seurannan. Kalustotyyppien kokonaisliikennemäärän avulla rataosuu- den huollontarve voidaan määrittää entistä tarkemmin radalla liikkuvan kaluston ominaisuuksien mukaan.

Kaluston kunnon seurannasta saatavat hyödyt jakautuvat niin radanpitäjän kuin liikennöitsijän kesken. Radanpitäjän näkökulmasta rataa lisääntyneitä kuormituksia aiheuttavien kalustotekijöiden karsiminen pienentää radan ylläpitokustannuksia. Kaluston kunnon seurannasta on myös hyötyä liikennöitsijälle, koska kaluston kunnon aiheuttamat lisäkuormitukset lyhentävät myös kaluston käyttöikää ja niiden havainnointi vaatii resursseja.



Nykyinen määräaikaishuolto perustuu komponenttien arvioituun käyttöikään, jonka vuoksi komponentti huolletaan yleensä ennen arvioitua käyttöikänsä tai käyttörajan saavuttamista. Komponenttien huolto on täten usein ennenaikaista, mutta myös erinäisistä satunnaistekijöistä johtuen komponentti on voinut kulua tai rikkoutua jo ennen arvioitua käyttöikää. Kaluston kunnon seurannan myötä komponenttien kunnon seuranta on tehokkaampaa ja niiden huoltoa on mittaustulosten perusteella mahdollista aikatauluttaa. Myös komponenttien keskimääräisen käyttöikänsä lisääminen voi olla mahdollista.

Lisääntyneen kaluston ja radan kunnon seurannan myötä myös raideliikenteen turvallisuus paranee entisestään. Pohjois-Amerikassa raiteelta suistumisesta aiheutuva rahassa mitattava kokonaiskustannus on noin 340000 \$ luokkaa [91]. Tämän lisäksi siitä voi aiheutua mm. henkilövahinkoja sekä rautateihin kohdistuvan epäluottamuksen lisääntymistä.

#### 5.4.2 Mittalaitteistovaihtoehdot

Nykyisin markkinoilla on runsaasti eri mittaustekniikoihin perustuvia menetelmiä. Kilpailukykyisimmiltä markkinoilla olevista mittaustekniikoista vaikuttaisivat ns. pinta-aaltosuodintekniikkaan (*Surface acoustic wave*) perustuvat kaluston automaattiset tunnistusmenetelmät. Tällainen on esimerkiksi Siemensin kehittämä Sofis, joka on raiteelle asennettava kaluston automaattinen tunnistuslaitteisto [93]. SAW-mittausmenetelmän paras ominaisuus on se, että kalustoon kiinnitettävä tunnistelevy ei vaadi omaa virtalähdettä, mutta se voidaan siitä huolimatta tunnistaa langattomasti [94]. Mittausmenetelmä perustuu yksinkertaistetusti siihen, että mittausasema lähettää tunnistelevylle herätesignaalin, jonka vastaanotettuaan tunnistelevy aktivoituu ja lähettää vastaussignaalin, joka on sen rakenteelle ominainen yksilöllinen signaali. Signaalin vastaanotettuaan mittausasema kykenee tunnistamaan kyseessä olevan tunnistelevyn [94].

Sofis-mittalaitteiston teknisten tietojen mukaan lukulaitteisto kykenee tunnistamaan tunnistelevyn suurimmillaan 400 km/h nopeudella liikkuvasta junasta sekä mittamaan kaluston kulkusuunnan suurimmillaan 150 km/h nopeudella liikkuvasta junasta. Laitteiston käyttölämpötila on -40...+55 asteen välillä. Laitteiston hankinta- ja asennuskustannuksien sanotaan olevan pieniä sekä tunnistelevyjen olevan huoltovapaita. Mittalaitteistoa on käytetty mm. Argos- ja DafuR-pyörävoimailmaisimien kanssa. [93]

## 6 Päätelmät ja jatkotutkimustarpeet

### 6.1 Kaluston ja radan välinen vuorovaikutus

Raideliikenteessä on ensisijaisen tärkeää huomioida liikkuvan kaluston ja radan välinen yhteistoiminta. Esimerkiksi kiskon hiomisella ei saavuteta optimaalista pyörä-kisko-kontaktia, jos rataosuudella liikkuvien pyöräkertojen profiileita ei huomioida uuden kiskoprofilin suunnittelussa. Junan ja radan yhteistoimintaan vaikuttavista monista tekijöistä tärkeimpien rooleja voidaan tiivistää seuraavasti:

- *Pyörä-kisko-kontakti* määrittää suurelta osin pyöräkerran kaarreominaisuudet, ajovakauden sekä pyörä-kisko-kontaktin pintapaineen. Tämän vuoksi pyörä-kisko-kontaktin laatu, kuten tehollinen kartiokkuus sekä pyörän ja kiskon välinen pintapaine, on pyörien ja kiskojen käyttökustannusten kannalta vähintään yhtä merkittävä tekijä kuin esimerkiksi akselipaino.
- *Kaluston ajo-ominaisuudet* määräytyvät suurelta osin kaluston rakenneratkaisujen, erityisesti telin tai akselin vaakasuuntaisen jousituksen sekä sen kunnon, telikeskiön ja vaunurungon välisen kiinnityksen, pyöräkerran ja raiteen välisen tehollisen kartiokkuuden sekä radan kaarresäteiden perusteella.
- *Kaluston ajovakaus* voidaan jakaa vaunurungon ja pyöräkerran vakauteen. Pyöräkerran kriittinen nopeus saavutetaan sitä aikaisemmin mitä suurempi tehollinen kartiokkuus on. Vastaavasti vaunurungon kriittiseen nopeuteen vaikuttavat erityisesti telin tai akselin vaakasuuntaisen jousituksen ominaisuudet sekä useat muut tekijät.
- Pyörä-kisko-kontaktin laatu, kaluston ajo-ominaisuudet sekä pyörän ja kiskon materiaalit yhdessä määrittelevät suurelta osin pyöräkertojen ja kiskon kuluminopeuden sekä määräävät osaltaan vierintäväsytymisen seurauksena pyöriin ja kiskoon syntyvien vikojen määrän.
- *Rataan ja pyöräkertoihin syntyvillä vioilla* on huomattavasti suuremmat vaikutukset radan ja kaluston huollontarpeeseen kuin esimerkiksi maltillisella akselipainon lisäämisellä. Liikkuvan junan pyörien viat aiheuttavat dynaamisia lisäkuormituksia, joiden tiedetään lyhentävän mm. betonipölkkyjen käyttöikää.
- Akselipaino ja akselien sijainti määrittelevät yhdessä matalataajuisten dynaamisten kuormitusten kanssa junakuormituksen aiheuttaman radan rakennekerrosten vaurioitumisnopeuden. Vastaavasti kiskon vaurioitumisnopeuden määrittelevät suurelta osin kaluston ajo-ominaisuudet, pyörä-kisko-kontaktin laatu sekä korkeataajuiset dynaamiset kuormat. Huonokuntoinen rata tai huonosti toimiva kalusto aiheuttaa lisääntyntä huollontarvetta niin rataan kuin kalustoonkin.

## 6.2 Rataverkolla liikkuvan kaluston ominaisuudet

Kotimaassa rekisteröityjen tavaravaunujen *kaarreominaisuudet* ovat yleisesti ottaen hyvät. Vastaavasti kotimaisella rataverkolla liikkuvien venäläisten tavaravaunujen kalustoratkaisujen on todettu olevan alttiita kaarteissa ja suoralla rataosuudella kehittävälle ongelmakäyttäytymiselle. Lähdeaineistossa venäläisen kaluston on todettu aiheuttavan lisääntyvää vierintäväsymistä jo kohtalaisen loivissa kaarteissa.

Työssä saavutetun käsityksen mukaan kotimaassa rekisteröidyn tavaravaunukaluston *ajovakaus* on keskinertainen, mutta se vaihtelee paljon eri teli- ja akselimallien välillä. Ongelmallisimmaksi ajovakaus muodostuu K14-telillä. Erityisen merkittävä vaikutus tavaravaunujen ajovakauteen on niiden telien tai akselien vaakasuuntaisen jousituksen kunnolla, sillä sen vaikutuksen vaunun kriittiseen nopeuteen on todettu olevan suurimmillaan  $\pm 20$  km/h.

Kotimaisten vaunujen jousittamaton massa on pieni, mutta vastaavasti venäläisessä tavaravaunukalustossa se on yleisesti ottaen suurempi, jolloin syntyvät dynaamiset kuormitukset ovat suhteessa suuremmat kotimaiseen kalustoon verrattuna.

Kotimaassa rekisteröity kalusto koostuu noin 15000 vaunusta, veturista tai ratatyökoneesta. Nykyisin käytössä olevia tavaravaunuja on kaikkiaan noin 11000. Henkilöliikenteen bruttotonnikilometrit ovat noin puolet tavaraliikenteen vastaavasta. Henkilö- ja tavaraliikenteen vaikutukset radan kunnan heikentymiseen eivät ole suhteessa samansuuruiset, sillä lähdeaineistossa esitetyt tulokset osoittavat raskaan tavaravaunuliikenteen aiheuttavan valtaosan sekaliikenteen aiheuttamasta radan kunnan heikentymisestä.

## 6.3 Radan ja kaluston kunnan hallinta

Lovipyörien syntyä lisää erityisesti pyörä-kisko-kontaktissa vaikuttava lumi, joka alentaa pyörän ja kiskon välistä kitakerrointa. Tämän lisäksi vedellä, lehdillä ja muilla epäpuhtauksilla on merkittäviä yleisiä ja paikallisia vaikutuksia. Tästä syystä veturinkuljettajien sekä junaohjauksessa käytettävän automatiikan olisi noudatettava erityistä huolellisuutta ajonopeuden muutosten yhteydessä ongelmallisissa sääoloissa tai ongelma-alueilla.

Radan epäjatkuvuuskohdissa ja jäykkyysvaihtelualueilla, joissa dynaamisia kuormituksia muodostuu, on syytä käyttää erikoisrakenteita. Erikoisrakenteiden avulla voidaan hidastaa radan epätasaisuuksien kehittymistä, jotka puolestaan kasvattavat entisestään dynaamisia kuormituksia.

Instrumentoidun pyörän avulla voidaan paikantaa radan kunnan, epätasaisuuksien tai muiden tekijöiden johdosta liikkuvaan junaan dynaamisia lisäkuormituksia aiheuttavia kohtia sekä havaita dynaamisten kuormitusten suuruudet. Tämän vuoksi instrumentoidun pyörän käyttäminen dynaamisten kuormien hallinnassa on ehdottoman tärkeää.

Pyörävoimailmaisimen avulla voidaan havaita radalla liikkuvat dynaamisia lisäkuormia aiheuttavat pyöräkerrat. Tämän vuoksi myös pyörävoimailmaisimen käyttäminen dynaamisten kuormien hallinnassa on ehdottoman tärkeää.

Liikkuvien junien pyöräprofiilien jatkuvalla kunnon seurannalla havaitaan liiallisesti kuluneet ja profiililtaan ongelmalliset pyöräkerrat tavanomaista määräaikaishuoltoa nopeammin. Pyöräprofiilien jatkuvalla seurannalla voidaan kartoittaa radalla liikkuvat pyöräprofiilit, joiden avulla kiskoprofiili voidaan haluttaessa optimoida kyseisellä rataosuudella liikkuvalla kalustolle. Tämän vuoksi liikkuvien junien pyöräprofiilien mittaaminen on kiskon käyttöiän kasvattamisessa tärkeää.

Kaluston automaattiset tunnistusmenetelmät lisäävät kaluston kunnon mittalaitteistoista saatavia hyötyjä, sillä niiden avulla on mahdollista kohdentaa mittaustulokset tiettyyn pyöräkertaan. Tämän lisäksi kaluston automaattisten tunnistusmenetelmien avulla voidaan kartoittaa kyseisellä rataosuudella liikkuva kalusto ja pyörävoimailmaisimen yhteydessä myös kunkin kalustotyyppin kuljetussuoritteet.

## 6.4 Jatkotutkimustarpeet

Epästabiilin kulun vaikutusta radan kunnon heikentymiseen on selvitettävä etenkin kotimaassa liikkuvan kaluston osalta. Tämän vuoksi mm. kaluston vaakasuuntaisia voimia mittaavat laitteistot tai vaihtoehtoisesti kaluston mallintaminen voisivat tulla kyseeseen. Tämän lisäksi kotimaassa liikkuvan kaluston ominaisuuksien osalta on tehtävä lisäselvityksiä.

Liikkuvan kaluston ja radan välisen dynaamisen yhteistoiminnan optimointimahdollisuuksia on tarkasteltava erityisesti radan erikoisrakenteiden osalta sekä erikoisrakenteiden tarjoamia hyötyjä kotimaisten rataolosuhteiden osalta on selvitettävä.

Rataosuudella liikkuvan kaluston ajo-ominaisuuksien vaikutukset rataan kohdistuviin dynaamisiin kuormituksiin ovat suuret ja sitä kautta ovat merkittävä tekijä radan elinkaarikustannuksissa. Tästä syystä kalusto-ominaisuuksien vaikutus ratarakenteeseen kohdistuviin kuormiin voi olla yksi ratamaksun määräytymisperuste.

Ratarakenteen komponenttien käyttöiän mallintaminen on edellytys dynaamisten kuormien raja-arvojen teknis-taloudellisille pohdinnoille kotimaisen rataverkon ominaisuudet ja olosuhteet huomioon ottaen. Myös dynaamisen kuormituksen kestoajalla on suuri vaikutus dynaamisen kuormituksen syvyyssulottuvuuteen ratarakenteessa. Tämän vuoksi dynaamisen kuorman suuruuden sekä sen kestoajan vaikutuksista ratarakenteen vaurioitumiseen on tehtävä lisäselvityksiä.

## Lähdeluettelo

- [1] Coenraad Esveld 2001. Modern Railway Tack – Second Edition, MRT-productions. 654 p.
- [2] Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: Wheel and rail interface issues 2001. USA, International Heavy Haul Association (IHHA).
- [3] Magel, E.E. & Kalousek, J. 2002. The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding. *Wear* 253 (1-2), pp. 308-316.
- [4] Lehtomäki, J. 2000. Liikkuvan kaluston kirjallisuustutkimus 250 kN ja 300 kN akselipainot. Helsinki, Ratahallintokeskus. 62 s.
- [5] Pau, M., Aymerich, F. & Ginesu, F. 2002. Distribution of contact pressure in wheel-rail contact area. *Wear*, 253 (1-2), pp. 265-274.
- [6] Pau, M. 2003. Estimation of real contact area in a wheel-rail system by means of ultrasonic waves. *Tribology International*, 36 (9), pp. 687-690.
- [7] Nielsen J.C.O. & Igeland A. 1995. Vertical Dynamic Interaction Between Train and Track Influence of Wheel and Track Imperfections. *Journal of Sound and Vibration*, 187 (5), pp. 825-839.
- [8] Lahti, O. 2008. Junan pyörävikojen havainnointi raiteeseen asennetulla mittalaitteella, Helsinki, Ratahallintokeskus. 90 s.
- [9] Magel, E., Sroba, P., Sawley, K. & Kalousek, J. 2004. Control of Rolling Contact Fatigue of Rails. Canada, Centre for Surface Transportation Technology. 20 s.
- [10] Kristan, J. 2002. Preliminary results of AAR developed “J6” Bainitic Rail Tested in Revenue Service. Association of American Railroads, Transportation Technology Center, Inc. RR-02-011, Pueblo, Colorado.
- [11] Kristan, J. 2005. R&T results of AAR developed J6 bainitic type rail steel. TTCI Technology Digest TD-05-014, Transportation Technology Center, Pueblo, Colorado.
- [12] Ratahallintokeskus 2004. Tekniset toimitusehdot 54 E 1 ja 60 E 1 – kiskoille.
- [13] Mutton, P. J., Epp, C. J. & Dudek, J. 1991. Rolling contact fatigue in railway wheels under high axle loads. *Wear* 144. pp. 139-152.
- [14] Liu, Y., Stratman, B. & Mahadevan, S. 2006. Fatigue crack initiation life prediction of railroad wheels. *International Journal of Fatigue* 28, pp. 747-756.
- [15] Nielsen, J. C. O. & Stensson, A. 1999. Enhancing freight railways for 30 tonne axle loads. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, pp. 255-263.
- [16] Kalousek, J. 2005. Wheel/rail damage and its relationship to track curvature. *Wear* 258 (7-8), pp. 1330-1335.

- [17] Tunna, J. 2009. Presentation of North American Heavy Haul Experience. Heavy axle loads seminar. Helsinki 21.1.2009.
- [18] Ratahallintokeskus 2002. Ratatekniset ohjeet radan geometria. (RATO 2). 73 s.
- [19] Sawley, K., Urban, C. & Walker, R. 2005. The effect of hollow-worn wheels on vehicle stability in straight track. *Wear* 258 (7-8), pp. 1100-1108.
- [20] Kapoor, A., Franklin, F.J., Wong, S.K. & Ishida, M. 2002. Surface roughness and plastic flow in rail wheel contact. *Wear* 253 (1-2), pp. 257-264.
- [21] Rautatievirasto 2009. Kalustorekisteri 2009.
- [22] Ratahallintokeskus 2002. Ratatekniset ohjeet radan päällysrakenne (RATO 11). 87 s.
- [23] Rataverkko sallitut akselipainot,  
[http://www.rhk.fi/rataverkko/tekniset\\_tiedot/akselipainot/](http://www.rhk.fi/rataverkko/tekniset_tiedot/akselipainot/), viitattu 20.9.2009
- [24] Juvankoski, M. 2007. Ratarakenteen kuormituksen määrittäminen stabiliteettitarkasteluihin. Helsinki, Ratahallintokeskus. 48 s.
- [25] SFS-EN 15528. 2008. Kiskoliikenne. Ratalinjojen luokitus. Rautatievaunujen kuormitusrajat ja infrastruktuuri. 50 s.
- [26] Korkeamäki, S. & Nurmikolu, A. 2009. Raskaat rautatiekuljetukset ulkomailla ja vaunukaluston kuljetuskapasiteettilaskelmat. Tampere, Tampereen Teknillinen yliopisto. Liite 1 Ratahallintokeskuksen julkaisussa A7/2009, 45 s.
- [27] Chung, W-J. & Sihm, J-K. 2003. Influence Factors on Critical Speed Hysteresis in Railway Vehicles. Vol. 46, No. 1 Special Issue on Advanced Production Scheduling pp. 278-288.
- [28] Matsumoto, A., Sato, Y., Ohno, H., Tomeoka, M., Matsumoto, K., Ogino, T., Tanimoto, M., Oka, Y. & Okano, M. 2005. Improvement of bogie curving performance by using friction modifier to rail/wheel interface verification by full-scale rolling stand test, *Wear* 258 pp. 1201-1208.
- [29] Jönsson, P.A. 2006. Multibody simulation model for freight wagons with UIC link suspension. Stockholm, KTH Aeronautical and Vehicle engineering. 72 p.
- [30] Jönsson, P. A. 2007. Dynamic Vehicle-Track Interaction of European Standard Freight Wagons with Link Suspension. Doctoral thesis. Stockholm, KTH, Aeronautics and Vehicle Engineering. 34 p.
- [31] International Heavy Haul Conference Specialist Technical Session 2007,  
[http://www.schienenfzg.tu-berlin.de/fileadmin/fg62/wear\\_and\\_energy\\_saving\\_bogie\\_design\\_with\\_rubber\\_primary\\_springs\\_p637-640.pdf](http://www.schienenfzg.tu-berlin.de/fileadmin/fg62/wear_and_energy_saving_bogie_design_with_rubber_primary_springs_p637-640.pdf), viitattu 20.9.2009
- [32] Handbook of railway vehicle dynamics 2006. USA, CRC Press. 535 p.

- [33] True, H. 1994. Does a Critical Speed for Railroad Vehicles exist? Proceedings of the 1994 ASME/IEEE/AREA Joint Railroad Conference, Chicago, Illinois. ASME. pp. 125-131.
- [34] Molatefi, H., Hecht, M. & Kadivar M. H. 2007. Effect of suspension system in the lateral stability of railway freight trucks. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. pp. 399-407.
- [35] Stichel, S. 1999. On freight wagon dynamics and track deterioration. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. pp. 243-254.
- [36] Tunna, J. 2008. NORTH AMERICAN HEAVY HAUL EXPERIENCE for Finnish Rail Administration. TTCI(UK) Ltd. Liite 2a Ratahallintokeskuksen julkaisussa A7/2009. 74 s.
- [37] Tanabe, N., Hirota, Y., Omichi, T., Hirama, J. & Nagase, K. 2004. Study on the Factors Which Cause the Wheel Skidding of JR Ltd. Express EMUs. JSME Int Journal. Series C, Vol. 47, No.2. pp. 488-495.
- [38] Magel, E., Sroba, P., Sawley, K. & Kalousek, J. 2004. Control of Rolling Contact Fatigue of Rails. Canada, Centre for Surface Transportation Technology. 29 p.
- [39] Ratahallintokeskus 2008. Ratatekniset ohjeet radan rakenne (RATO 3). 50 s.
- [40] Ratahallintokeskus. Rautatiesiltojen suunnitteluohjeet (RSO).
- [41] Ratahallintokeskus 2001. Junaturvallisuussäätöön liittyvä tekniset määräykset ja ohjeet 2001 (Jtt).
- [42] Ratahallintokeskus 2010. Rataverkon kuvaus. 72 s.
- [43] Ratahallintokeskus 2006. Liikkuvan kaluston yleiset tekniset määräykset (LIMO 1). 13 s.
- [44] Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: Infrastructure Construction and Maintenance Issues 2009. USA, International Heavy Haul Association (IHHA).
- [45] Zhai, W. & Cai, Z. 1997. Dynamic interaction between a lumped mass vehicle and a discretely supported continuous rail track. Computers and Structures, 63 (5), pp. 987-997.
- [46] Lei, X. & Mao, L. 2004. Dynamic response analyses of vehicle and track coupled system on track transition of conventional high speed railway. Journal of Sound and Vibration, 271 (3-4), pp. 1133-1146.
- [47] Hou, K., Kalousek, J. & Dong, R. 2003. A dynamic model for an asymmetrical vehicle/track system. Journal of Sound and Vibration, 267 (3), pp. 591-604.
- [48] Ballast tracks for high speeds,  
[http://paginas.fe.up.pt/hsrtrack/en/documents/abstract\\_Klaus\\_Riessberger.pdf](http://paginas.fe.up.pt/hsrtrack/en/documents/abstract_Klaus_Riessberger.pdf), viitattu 20.9.2009

- [49] Wide-sleeper track gains official approval,  
[http://findarticles.com/p/articles/mi\\_m0BQQ/is\\_5\\_43/ai\\_102286989/](http://findarticles.com/p/articles/mi_m0BQQ/is_5_43/ai_102286989/), viitattu 20.9.2009
- [50] ORE D161 pr4: 'Dynamic vehicle/track interaction phenomena from the point of view of track maintenance', Final report: conclusions and recommendations, Utrecht, September 1988.
- [51] Lundqvist, A. & Dahlberg, T. 2005. Load impact on railway track due to unsupported sleepers. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. pp. 67-77.
- [52] Augustin, S., Gudehus, G., Huber, G. & Schüunemann, A. 2003. Numerical model and laboratory test on settlement of ballast track. In System Dynamics and Long-term Behaviour of Railway Vehicles, Track and Subgrade, pp. 317-336.
- [53] Zhai, W.M., Wang, Q.C., Lu, Z.W. & Wu, X.S. 2001. Dynamic effects of vehicles on tracks in the case of raising train speeds. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, pp. 125-135.
- [54] Nielsen J.C.O., Igeland A. 1995. VERTICAL DYNAMIC INTERACTION BETWEEN TRAIN AND TRACK INFLUENCE OF WHEEL AND TRACK IMPERFECTIONS. Journal of Sound and Vibration, 187 (5), pp. 825-839.
- [55] Nielsen, J.C.O., Johansson, A. 2000. Out-of-round railway wheels-a literature survey. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, pp. 79-91.
- [56] Ratahallintokeskus 2006. Liikkuvan kaluston määräykset ja ohjeet; liikkuvan kaluston hyväksyminen liikenteeseen (LIMO 7). 13 s.
- [57] UIC Code 518 2005. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior – Safety – Track fatigue – Ride quality. International Union of Railways. 73 p.
- [58] Suomen rautatietilasto 2009,  
<http://rhk-fi-bin.directo.fi/@Bin/af32884c84aca49e27a3803362f6b1d4/1253778097/application/pdf/2922317/srt09.pdf>, viitattu 20.9.2009
- [59] VR vaunukuvasto, <http://www.vr.fi/fin/vaunukuvasto.php>, viitattu 20.9.2009
- [60] VR-Yhtymä Wikipedia, <http://fi.wikipedia.org/wiki/VR-Yhtym%C3%A4>, viitattu 20.9.2009
- [61] Eisenmann, J. 1987. Auswirkungen eines Mischverkehrs auf den Eisenbahnoberbau. Eisenbahntechnische Rundschau 36, Nr. 1/2, pp. 13-18.
- [62] Hecke, A. Effects of future mixed traffic on track deterioration. TRITA-FKT/FR-98/30, KTH Railway Technology, Stockholm, Sweden, 1998.
- [63] Tapaaminen Juha Mälkiän kanssa 17.06.09, Helsinki.



[64] UIC Code 510-2 2004. Trailing stock: wheels and wheelsets. Conditions concerning the use of wheels of various diameters. International Union of Railways. 70 p.

[65] Ratahallintokeskus 2006. Liikkuvan kaluston määräykset ja ohjeet; ratatyökoneet 2006 (LIMO 6). 17 s.

[66] Jahed, H., Farshi, B., Eshraghi, M.A. & Nasr A. 2008. A numerical optimization technique for design of wheel profiles. *Wear*, 264 (1-2), pp. 1-10.

[67] SFS-EN 13674-1 2008. Kiskoliikenne. Rata. Kiskot. Osa 1: 46 kg/m ja enemmän painavat Vignole-kiskot. European Committee for Standardization. 108 s.

[68] Andersson, E. & Jönsson, P.A. 2005. Development of freight wagons. KTH railway technology. 4 p.

[69] Hoffmann, M. 2008. On the dynamics of European two-axle railway freight wagons. *NONLINEAR DYNAMICS*, VOL 52; Number 4, pp. 301-311.

[70] Stichel, S. & Jönsson, P.A. 2009. Is there a future for freight wagon with link suspension?. *Proceedings 9th International Heavy Haul Conference*. pp. 397-403.

[71] Axiom railin kotisivut, <http://www.axiomrail.com/suspension/AMIII.html>, viitattu 20.9.2009

[72] 2006/861/EY Komission päätös Euroopan laajuisen tavanomaisen rautatiejärjestelmän osajärjestelmää "liikkuva kalusto - tavaraliikenteen vaunut" koskevasta yhteentoimivuuden teknisestä eritelmästä

[73] Onnettomuustutkinta säiliövaunun jarrukolmion irtoamisesta aiheutunut vaaratilanne  
Humppilassa 18.9.1999,  
<http://www.onnettomuustutkinta.fi/uploads/bpeh3trm1yasa.pdf>, viitattu 20.9.2009

[74] Tenderi lehti, <http://www.netnic.fi/tklk/Tenderi2006-2.pdf>, viitattu 20.9.2009

[75] Rail Freight Group news,  
<http://www.rfg.org.uk/download.asp?file=RFGNews44.pdf>, viitattu 20.9.2009

[76] VR cargo idän liikenteen vaunut, [http://www.vrcargo.fi/fin/vaunut/idan\\_liikenne/](http://www.vrcargo.fi/fin/vaunut/idan_liikenne/), viitattu 22.2.2010

[77] Boronenko, Y., Orlova, A. & Rudalova, E. 2006. Influence of construction schemes and parameters of three-piece freight bogies on wagon stability, ride and curving qualities. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44 Supplement. pp. 402-414.

[78] Shen, G. & Pratt, I. 2001. The development of a railway dynamics modelling and simulation package to cater for current industrial trends. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. Volume 215, Number 3. pp. 167-178.

[79] Manchester Benchmarks for railway vehicle simulation. 1998. *Vehicle System Dynamics*. 30, pp. 295-313.

[80] Iwnick, S. The results of the manchester Benchmarks. 1999. Vehicle System Dynamics (Suppl.). 31. pp. 2-29.

[81] Olson, P.E. 2005. Achievement in Instrumented Wheelset Technology during 50 Years – Historical Background and Experience, modern development and Future Challenges as part of the Railway System. Moderne Schienenfahrzeuge vol. 129, NS, pp. 159-167.

[82] Gröna Tåg 2007 Instrumented Wheelset Technology (ITW),  
<http://www.gronataget.se/upload/PublikaDokument/dvd/Gregory%20Riggall.pdf>,  
 viitattu 20.9.2009

[83] IWT4, <http://www.iwt4.com/>, viitattu 20.9.2009

[84] Gullers, P., Andersson, L. & Lundén R. 2006. High-frequency vertical wheel-rail contact forces-Field measurements and influence of track irregularities, 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems 2006, Brisbane, Australia.

[85] TTCI:n liikkuvan junan pyöräprofiilin mittalaitteiden vertailu,  
[http://findarticles.com/p/articles/mi\\_m0BFW/is\\_7\\_98/ai\\_89808021/?tag=content;col1](http://findarticles.com/p/articles/mi_m0BFW/is_7_98/ai_89808021/?tag=content;col1), viitattu 12.10.2009

[86] Imtram pyöräprofiilin mittausjärjestelmä,  
<http://www.imtram.com/pdfs/Imtram%20-%20Tecnogamma%20Brochure.pdf>, viitattu 12.10.2009

[87] WheelView Automatic in-Track Wheel Profile Measurement System,  
<http://www.beenavision.com/WheelView.pdf>, viitattu 20.9.2009

[88] Wheelin' out the WheelView, <http://www.slideshare.net/lorax210/trn-tc0309-wheel-view>, viitattu 20.9.2009

[89] Transnet:in kaluston kunnon seurantamenetelmät,  
[http://globalview.uic.asso.fr/cd-rom3\\_sans/uic2008\\_2.pdf](http://globalview.uic.asso.fr/cd-rom3_sans/uic2008_2.pdf), viitattu 13.10.2009

[90] Tournay, H.M. 2008. A future challenge to wheel/rail interaction analysis and design: Predicting worn shapes and resulting damage modes. Wear 265. pp. 1259-1265.

[91] Stratman, B., Yongming, L. & Mahadevan, S. 2007. Structural Health Monitoring of Railroad Wheels Using Wheel Impact Load Detectors. Vanderbilt University, Nashville, USA. 22 p.

[92] Economic benefits of wheel impact detectors,  
[http://www.arena.org/eseries/scriptcontent/custom/e\\_arena/library/1999\\_Conference\\_Proceedings/00017.pdf](http://www.arena.org/eseries/scriptcontent/custom/e_arena/library/1999_Conference_Proceedings/00017.pdf), viitattu 20.9.2009

[93] Sofis kaluston automaattinen tunnistusmenetelmä,  
[http://www.transportation.siemens.com/en/data/pdf/ts\\_ra/produkte/ds\\_sofis\\_en.pdf](http://www.transportation.siemens.com/en/data/pdf/ts_ra/produkte/ds_sofis_en.pdf), viitattu 9.10.2009.

- [94] Bulst, W.-E., Fischerauer, G. & Reindl, L. 1998. State of the Art in Wireless Sensing with Surface Acoustic Waves. Proceedings of the 24th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society IECON, pp. 2391-2397.





Liik  
enne  
vira  
sto

ISSN-L 1798-6656

ISSN 1798-6664

ISBN 978-952-255-617-2

[www.liikennevirasto.fi](http://www.liikennevirasto.fi)